Introdução à
Engenharia de Sistemas Térmicos

Termodinâmica, Mecânica dos Fluidos e Transferência de Calor

MORAN • SHAPIRO • MUNSON • DEWITT

Introdução à Engenharia de Sistemas Térmicos: Termodinâmica, Mecânica dos Fluidos e Transferência de Calor

INTRODUÇÃO À ENGENHARIA DE SISTEMAS TÉRMICOS: Termodinâmica, Mecânica dos Fluidos e Transferência de Calor

Michael J. Moran
The Ohio State University

Howard N. Shapiro
Iowa State University of Science and Technology

Bruce R. Munson
Iowa State University of Science and Technology

David P. DeWitt
Purdue University

Tradução

Carlos Alberto Biolchini da Silva, MSc - UFF
Professor Assistente do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da UERJ

Cover Design: Howard Grossman

Travessa do Ouvidor, 11
Rio de Janeiro, RJ — CEP 20040-040
Tel.: 21-3543-0770 / 11-5080-0770
Fax: 21-3543-0896
ltc@grupogen.com.br
www.ltceditora.com.br

Editoração Eletrônica: Diagrama Ação - Produção Editorial Ltda.

CIP-BRASIL. CATALOGAÇÃO-NA-FONTE
SINDICATO NACIONAL DOS EDITORES DE LIVROS, RJ.

I48

Introdução à engenharia de sistemas térmicos : termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor / Michael J. Moran... [et al.] ; tradução Carlos Alberto Biolchini da Silva. - Rio de Janeiro : LTC, 2005

Tradução de: Introduction to thermal systems engineering : thermodynamics, fluid mechanics, and heat transfer, 1st ed
Apêndice
Inclui bibliografia
ISBN 978-85-216-1446-3

1. Termodinâmica. 2. Calor - Transmissão. 3. Mecânica dos fluidos.
I. Moran, Michael J., 1939-.

05-2607. CDD 621.4021
CDU 621.43.016

PREFÁCIO

O objetivo deste livro é apresentar um curso introdutório que integre termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor. Essa visão unificada visa à aplicação desses princípios na *engenharia de sistemas térmicos*. Os sistemas térmicos envolvem o armazenamento, a transferência e a conversão de energia. A engenharia de sistemas térmicos trata da forma como essa energia é utilizada para fins: industriais, de transporte, residenciais e outros.

Introdução à Engenharia de Sistemas Térmicos: Termodinâmica, Mecânica dos Fluidos e Transferência de Calor é planejada para um curso de três ou quatro créditos em termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor, que pode ser ministrado nos segundo ou terceiro anos do currículo de engenharia, tendo como pré-requisito a física e o cálculo elementares. Incluímos também material suficiente para uma seqüência de dois cursos de ciências térmicas. O livro é apropriado para o auto-estudo, incluindo sua utilização como referência na prática da engenharia e na preparação para exames de profissionais de engenharia. É dado destaque ao uso de unidades do SI, mas outras unidades comumente empregadas em engenharia são também utilizadas ao longo do texto.

O livro foi desenvolvido levando em conta o caráter interdisciplinar da prática de engenharia e considerando as tendências do currículo, incluindo a redução do número de disciplinas introdutórias sobre *temas comuns* às ciências térmicas. No planejamento desta nova apresentação, identificamos as áreas críticas necessárias para formar a base da análise de engenharia de sistemas térmicos e que coubesse em um livro não muito grande.

A termodinâmica, a mecânica dos fluidos, e a transferência de calor são apresentadas seguindo uma abordagem tradicional que é familiar aos professores, e redigida para permitir que os estudantes dominem os fundamentos principais antes de iniciarem os tópicos mais avançados. Isso foi alcançado por meio de uma apresentação mais integrada que a disponível nos textos habituais. Exemplos dessa visão integradora incluem: notação unificada (símbolos e definições); estudo de casos relacionados com a introdução à termodinâmica, à mecânica dos fluidos e à engenharia de transferência de calor; equações da *energia mecânica* e *energia térmica* desenvolvidas a partir dos princípios da termodinâmica; conceito de *camada limite térmica* como uma extensão dos princípios da *camada limite hidrodinâmica*, etc.

Características úteis aos estudantes:

- De fácil leitura, altamente acessível e apresentação amplamente auto-instrutiva com uma forte ênfase em aplicações de engenharia. Fundamentos *e* aplicações fornecidos a um *nível de entendimento* de um curso introdutório.
- No Capítulo 1 foi incluída uma introdução interessante orientada a uma aplicação prática da engenharia de sistemas térmicos. O capítulo descreve a engenharia de sistemas térmicos genericamente e mostra os papéis interdependentes da termodinâmica, da mecânica dos fluidos e da transferência de calor na análise de sistemas térmicos.
- Vasta coletânea de exemplos detalhados destacando a abordagem de solução estruturada de problemas que estimula o aluno a desenvolver uma metodologia sistemática de trabalho.
- Numerosas aplicações realistas e problemas para estudo em domicílio. Os problemas de fim de capítulo são classificados por assuntos.
- Ferramentas de estudo (resumidas na Seção 1.4) incluem a introdução dos capítulos com um enunciado claro do objetivo, resumo do capítulo com guias de estudo, e termos chave fornecidos nas margens e coordenados com a apresentação do texto.
- Um CD-ROM com texto adicional, respostas de problemas selecionados no fim do capítulo, videoclipes curtos sobre escoamento de fluido, e software para resolução de problemas de termodinâmica e de transferência de calor.

Características especialmente úteis para os professores:

- Conteúdo e pedagogia aprovados e adaptados dos livros tradicionais na área das respectivas disciplinas:

  M.J. Moran e H.N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics,* 4.ª edição, John Wiley & Sons, 2000.

  B.R. Munson, D.F. Young, e T.H. Okiishi, *Fundamentals of Fluid Mechanics,* 4.ª edição, John Wiley & Sons, 2002.

  F.P. Incropera e D.P. DeWitt, *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa,* 5.ª edição, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora, 2002.
- Apresentação concisa e abordagem flexível, facilmente adaptadas às necessidades individuais de alunos e professores. Os tópicos estão cuidadosamente estruturados para permitir uma ampla liberdade na estruturação do curso mediante escolha da gama de assuntos a serem ministrados aos estudantes sem perda de continuidade. O CD-ROM que acompanha o livro fornece conteúdo adicional que propicia aos professores a oportunidade de personalizar seus cursos e/ou desenvolver cursos de dois semestres.
- Apresentação altamente integrada. Os autores trabalharam em equipe para assegurar uniformidade na apresentação do material de modo a não se perceber a atuação individual na elaboração do texto. Tomou-se cuidado para que a transição de uma área para outra fosse imperceptível.

Foram inseridos vínculos entre os diversos assuntos ao longo do livro.

Uma Nota sobre o Processo de Criação do Livro

Como quatro autores experientes se reuniram para desenvolver este livro? Começou com um encontro em Chicago patrocinado por nosso editor. Foi lá que desenvolvemos o arcabouço do livro e unificamos o tema da engenharia de sistemas térmicos. A princípio acreditamos que seria uma tarefa simples alcançar nossos objetivos pela identificação dos tópicos centrais nas respectivas áreas de conhecimento e adaptando o material de nossos livros anteriores para fornecê-lo de forma concisa. Concluímos rapidamente que era mais fácil concordarmos com os objetivos globais do que alcançá-los. Como somos de *culturas* técnicas um pouco diferentes — termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor — deveríamos esperar que encontraríamos dificuldades em atingir uma visão comum de um livro integrado, e esse era o nosso caso.

Foi exigido esforço considerável para harmonizar os diferentes pontos de vista e os estilos de redação, como também para concordar com a consistência e com a profundidade da cobertura de cada tópico. Fundamentados no clima de boa vontade reinante em nosso encontro em Chicago, a colaboração dos autores foi extraordinária à medida que utilizamos no projeto a metodologia de solucionar problemas. Os autores trabalharam juntos de fato em clima de abertura e de apoio uns aos outros, compartilhando metas comuns. Os conceitos foram aperfeiçoados e os assuntos resolvidos em conferências semanais por telefone, incontáveis trocas de e-mail, e discussões individuais freqüentes ao telefone.

Uma visão comum se desenvolveu à medida que o material era trocado entre os autores e criticamente avaliado. Através de tal grupo de trabalho, os conceitos sobrepostos eram esclarecidos, as relações entre as três disciplinas eram estreitadas e uma única opinião alcançada. Esse processo tem semelhança com o processo de projeto de engenharia que descrevemos no Capítulo 1. Ficamos satisfeitos com o resultado.

Acreditamos que desenvolvemos um texto único acessível focado claramente nos aspectos essenciais do assunto em questão. Esperamos que esta nova e concisa introdução à termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor atraia os estudantes e o corpo docente. Suas sugestões para a melhoria são muito bem-vindas.

Agradecimentos

Muitas pessoas contribuíram para fazer este livro melhor do que ele poderia ter sido, sem essas participações. Os agradecimentos são devidos aos comentários cuidadosos em seções específicas e/ou em capítulos do livro: Fan-Bill Cheung (Pennsylvania State University), Kirk Christensen (University of Missouri-Rolla), Prateen V. DeSai (Georgia Institute of Technology), Mark J. Holowach (Pennsylvania State University), Ron Mathews (University of Texas-Austin), S. A. Sherif (University of Florida). A organização e a cobertura dos tópicos também foram beneficiadas com os resultados da supervisão do corpo docente que leciona atualmente nos cursos de ciências térmicas.

Agradecemos também a muitas pessoas na John Wiley & Sons, Inc., que contribuíram com seus talentos e esforços para este livro. Prestamos reconhecimento especial para Joseph Hayton, nosso editor, que manteve unido o grupo de autores, encorajou o trabalho e forneceu recursos para o apoio do projeto.

Abril de 2002

Michael J. Moran
Howard N. Shapiro
Bruce R. Munson
David P. DeWitt

Comentários e sugestões:

Apesar dos melhores esforços do autor, do tradutor, do editor e dos revisores, é inevitável que surjam erros no texto. Assim, são bem-vindas as comunicações de usuários sobre correções ou sugestões referentes ao conteúdo ou ao nível pedagógico que auxiliem o aprimoramento de edições futuras. Encorajamos os comentários dos leitores que podem ser enviados à LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda., uma editora integrante do GEN | Grupo Editorial Nacional no endereço: Travessa do Ouvidor, 11 – Rio de Janeiro, RJ – CEP 20040-040 ou ao endereço eletrônico ltc@grupogen.com.br

SUMÁRIO

TERMODINÂMICA

16 Transferência de Calor por Condução 401

17 Transferência de Calor por Convecção 448

18 Transferência de Calor por Radiação 513

Apêndices 555

Índice de Tabelas de Propriedades e Figuras 555

Índice 601

Capítulo 1

O QUE É A ENGENHARIA DOS SISTEMAS TÉRMICOS?

Introdução...

O ***objetivo*** deste capítulo é introduzir a engenharia dos sistemas térmicos utilizando diversas aplicações modernas. Nossas discussões utilizam certos termos que consideramos familiares no seu conhecimento de física e química. Os papéis da termodinâmica, da mecânica dos fluidos e da transferência de calor na engenharia dos sistemas térmicos e suas relações também são descritos. A apresentação se conclui com dicas sobre o uso eficaz do livro.

objetivo do capítulo

1.1 INICIANDO

A engenharia de sistemas térmicos está relacionada com a forma pela qual a energia é utilizada em benefício da indústria, do transporte e das residências e também com o papel da energia no estudo das vidas humana, animal e vegetal. Na indústria, os sistemas térmicos são encontrados em usinas de energia elétrica, indústrias de processamento químico e em processos de fabricação. Nossas necessidades de transporte são atendidas com vários tipos de motores, conversores de potência e equipamento de refrigeração. Em residências, aparelhos elétricos e a gás como fornos, refrigeradores e aquecedores representam sistemas térmicos. Máquinas de fazer nevar, pistas de patinação no gelo e outros usos de recreação envolvem sistemas térmicos. Em todos os seres vivos, os sistemas respiratório e circulatório são sistemas térmicos, assim como o são os equipamentos para manter a vida e os utilizados nos procedimentos cirúrgicos.

Os sistemas térmicos englobam o *armazenamento, a transferência* e a *conversão* de energia. A energia pode ser *armazenada* em um sistema sob diferentes formas, como energia cinética e energia potencial gravitacional. A energia também pode ser armazenada no material em que consiste o sistema. A energia pode ser *transferida* entre um sistema e sua vizinhança por *trabalho, transferência de calor* e o *fluxo* de correntes quentes ou frias de matéria. A energia também pode ser *convertida* de uma forma para outra. Por exemplo, a energia armazenada nas ligações químicas dos combustíveis pode ser convertida em potência elétrica ou mecânica nas células de combustível e nos motores de combustão interna.

Os girassóis podem ser vistos como sistemas térmicos. A energia solar auxilia a produção de substâncias químicas no interior da planta necessárias à vida (*fotossíntese*). As plantas também retiram água e nutrientes através de suas raízes. As plantas também interagem com o ambiente de outras formas.

Áreas selecionadas de aplicação que envolvem a engenharia dos sistemas térmicos encontram-se listadas na Fig. 1.1, juntamente com seis ilustrações específicas. O *motor turbojato*, o *jet ski* e *a usina elétrica* representam sistemas térmicos envolvendo conversão de energia de combustíveis fósseis para se obter um resultado desejado. Os componentes desses sistemas também envolvem trabalho e transferência de calor. Para a manutenção da vida na *Estação Espacial Internacional*, a energia solar é convertida em energia elétrica e fornece energia para experimentos de crescimento de plantas e para outras finalidades. Os processos de fabricação de semicondutores, como o *recozimento a alta temperatura de pastilhas de silício,* envolvem a conversão de energia e efeitos importantes de transferência de calor. O *sistema cardiovascular humano* é uma combinação complexa de componentes do escoamento de fluido e da transferência de calor que regula o fluxo de sangue e o ar dentro de uma faixa relativamente estreita de condições necessárias para manter a vida.

Na próxima seção, são discutidos três estudos de casos que trazem as características importantes da engenharia dos sistemas térmicos. Os estudos de caso também sugerem a amplitude desse campo.

Máquinas motrizes: motores de combustão interna, turbinas
Máquinas de fluido: bombas, compressores
Usinas de energia movidas por combustível fóssil e nuclear
Sistemas alternativos de energia
- Células combustíveis
- Aquecimento solar, resfriamento e geração de energia

Equipamentos de aquecimento, ventilação e ar condicionado
Aplicações biomédicas
- Manutenção vital e equipamento cirúrgico
- Órgãos artificiais

Equipamento de controle da poluição do ar e da água
Aerodinâmica: aviões, automóveis e edifícios
Escoamento em tubulações: redes de distribuição e indústrias químicas
Resfriamento de equipamentos eletrônicos
Processamento dos materiais: metais, plásticos e semicondutores
Fabricação: usinagem, soldagens e corte a laser
Controle térmico de veículo espacial

Motor turbojato

Estação Espacial Internacional

Recozimento a alta temperatura de pastilhas de silício

Jet ski = bomba de propulsão

Sistema cardiovascular humano

Termoelétrica

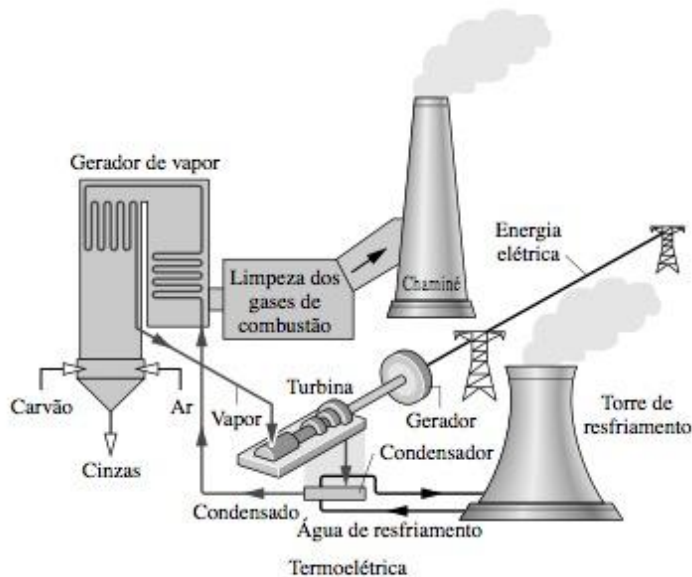
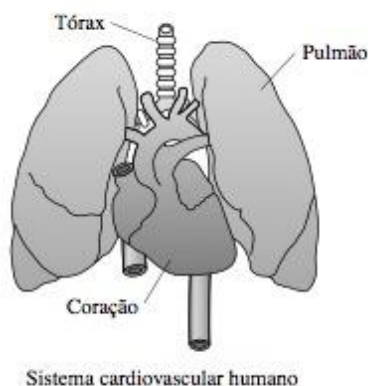
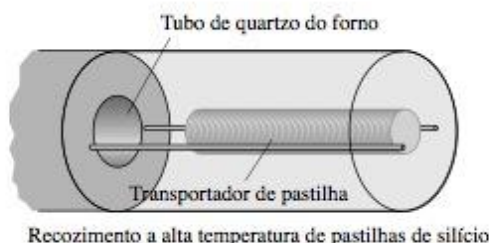
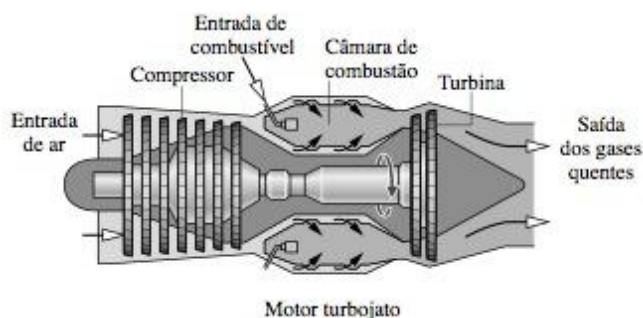



Figura 1.1 Áreas selecionadas de aplicação da engenharia dos sistemas térmicos.

1.2 Estudo de Casos de Sistemas Térmicos

Três casos são agora considerados para lhe fornecer a base para o estudo da engenharia dos sistemas térmicos. Em cada caso, a mensagem é a mesma: os sistemas térmicos consistem geralmente em uma combinação de componentes que juntos funcionam como um todo. Os componentes e todo o sistema podem ser analisados utilizando-se os princípios das três disciplinas: termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor. A natureza de uma análise depende do que precisa ser entendido para avaliar o desempenho do sistema ou projetar ou atualizar um sistema. Os engenheiros que desempenham esse trabalho precisam aprender os princípios dos sistemas térmicos e como eles são aplicados em diferentes situações.

1.2.1 Instalação Doméstica de Água Quente

A instalação que fornece água quente no seu chuveiro é um exemplo quotidiano de um sistema térmico. Conforme ilustrado esquematicamente na Fig. 1.2*a*, um sistema típico inclui:

- um fornecedor de água
- um aquecedor de água
- tubulações de distribuição de água quente e fria
- uma torneira e um chuveiro

A função do sistema é fornecer uma corrente de água com vazão e temperatura desejadas.

Obviamente a temperatura da água varia desde o instante em que ela entra em sua casa até que saia no chuveiro. A água fria entra pela tubulação com uma pressão maior do que a atmosférica, a baixa velocidade e com uma elevação abaixo do nível do chão. A água sai do chuveiro à pressão atmosférica, com velocidade e elevação maiores e confortavelmente quente. O aumento de temperatura da entrada para a saída depende da energia adicionada à água pelos elementos de aquecimento (elétrico ou a gás) no aquecedor da água. A energia adicionada pode ser determinada utilizando-se os princípios da termodinâmica e da transferência de calor. As relações envolvendo os valores de pressão, velocidade e elevação são afetadas pelos tamanhos da tubulação, comprimentos da tubulação e tipos de conexões utilizadas. Tais relações podem ser determinadas utilizando-se os princípios da mecânica dos fluidos.

Os aquecedores de água são projetados para alcançar características de transferência de calor tais que a energia fornecida seja transferida para a água no aquecedor ao invés de perdê-la para o ar ambiente. A água quente também deve ser mantida na temperatura desejada, pronta para ser utilizada ao ser demandada. Assim sendo, é necessário um isolante apropriado no aquecedor para reduzir a perda de energia para o ambiente. Precisamos também de um termostato para acionar aquecimento adicional quando necessário. Quando temos tubos longos entre o aquecedor de água e o chuveiro, pode também ser vantajoso isolar os tubos.

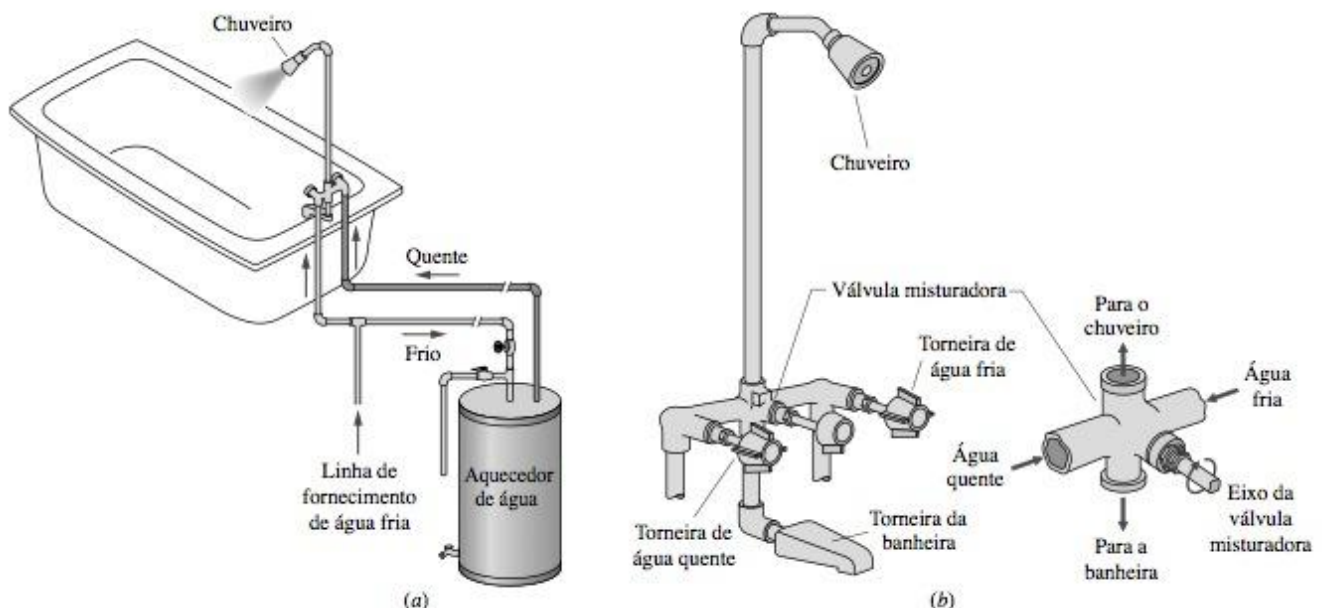



Figura 1.2 Instalação residencial de água quente. (*a*) Visão geral. (*b*) Torneira e chuveiro.

O escoamento desde a tubulação até o chuveiro envolve diversos princípios da mecânica dos fluidos. O diâmetro da tubulação deve ser tal que forneça a vazão apropriada — com um diâmetro muito pequeno não haverá água suficiente para um banho confortável; com um diâmetro muito grande os custos com material serão elevados. A vazão também depende do comprimento da tubulação e do número de válvulas, joelhos e outras conexões necessárias. Conforme mostrado na Fig. 1.2*b*, a torneira e o chuveiro devem ser projetados para fornecer a vazão desejada de água quente e a fria misturadas apropriadamente.

Com base nesse exemplo vemos algumas idéias importantes relativas à análise e ao projeto de sistemas térmicos. O sistema que fornece água quente para o seu banho é composto de vários elementos. Porém suas características individuais e a forma como eles trabalham juntos como um todo englobam um amplo espectro de princípios da termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor.

1.2.2 Veículo Híbrido Elétrico

As indústrias de automóveis estão produzindo carros híbridos que utilizam duas ou mais fontes de energia em um único veículo para atingir uma economia de combustível de até 60-70 milhas por galão (cerca de 14 a 20 km por litro). Encontra-se ilustrado na Fig. 1.3*a* um *veículo híbrido elétrico* (VHE) que combina um motor a gasolina com um conjunto de baterias que fornecem energia a um motor elétrico. O motor a gasolina e o elétrico estão conectados à transmissão e são capazes de fazer o carro funcionar com apenas um deles, de forma independente ou combinados, segundo a maneira mais eficiente de fornecer energia para o veículo. O que faz com que esse tipo de veículo híbrido seja particularmente eficiente em termos do combustível é a inclusão de diversas características no projeto:

- a capacidade de recuperar energia durante a frenagem e armazená-la nas baterias elétricas;
- a capacidade de desligar o motor a gasolina quando se estiver parado em engarrafamentos e utilizar apenas a bateria;
- o projeto especial para reduzir o *arraste aerodinâmico* e o uso de pneus que tenham baixa resistência ao rolamento (atrito) e
- o uso de materiais compostos leves, como fibra de carbono, e o aumento do uso de metais leves, como alumínio e magnésio.

A fonte de energia para esses veículos híbridos é a gasolina queimada no motor. Devido à capacidade de armazenar energia nas baterias e usar essa energia para fazer o motor elétrico funcionar, o motor a gasolina não precisa operar continuamente. Alguns VHEs utilizam apenas o motor elétrico para acelerar do repouso até em torno de 15 milhas por hora (cerca de 24 km/h) e então acionam o motor a gasolina. Uma transmissão especialmente projetada fornece o sincronismo ótimo entre o motor a gasolina e o motor elétrico para manter o uso do combustível em um mínimo e ainda fornecer a potência desejada.

A maioria dos VHEs utiliza *frenagem regenerativa*, conforme mostrado na Fig. 1.3*b*. Nos carros convencionais, ao pisarmos nos freios para diminuir a velocidade ou parar, a energia cinética de movimento é dissipada através da ação do atrito do freio. Movimentar novamente o veículo requer combustível para restabelecer a energia cinética. O carro híbrido permite que *parte* da energia cinética seja convertida durante a frenagem em eletricidade que é armazenada nas baterias. Isso é efetuado pelo motor elétrico que serve como gerador durante o processo de frenagem. O resultado líquido é uma melhora significativa na economia de combustível e a capacidade de utilizar um motor a gasolina menor do que seria possível para alcançarmos desempenho comparável ao de um veículo convencional.

As noções globais de energia consideradas até agora são aspectos importantes da termodinâmica, que lida com *conversão de energia, balanço de energia* e *limitações* de como a energia é convertida de uma forma em outra. Além disso, existem numerosos exemplos de aplicações de mecânica dos fluidos e de transferência de calor em um veículo híbrido. Dentro do motor, ar, combustível, refrigerante do motor e óleo estão circulando através de condutos, mangueiras, dutos e coletores. Estes precisam ser projetados para garantir que o fluxo adequado seja obtido. A bomba de combustível e a bomba d'água também devem ser projetadas para conseguir os fluxos desejados dos fluidos. Os princípios de transferência de calor orientam o projeto do sistema de resfriamento, o sistema de frenagem, o sistema de lubrificação e outros numerosos aspectos do veículo. A circulação do refrigerante através dos condutos no bloco do motor deve absorver a energia transferida dos gases quentes de combustão para as superfícies dos cilindros para que essas superfícies não fiquem excessivamente quentes. O óleo do motor e outros fluidos viscosos nos sistemas de transmissão e frenagem também podem atingir altas temperaturas e, por isso, devem ser cuidadosamente controlados.

(*a*) Visão geral do veículo mostrando os sistemas térmicos-chave

(*b*) Modo de frenagem regenerativa com fluxo de energia das rodas para a bateria

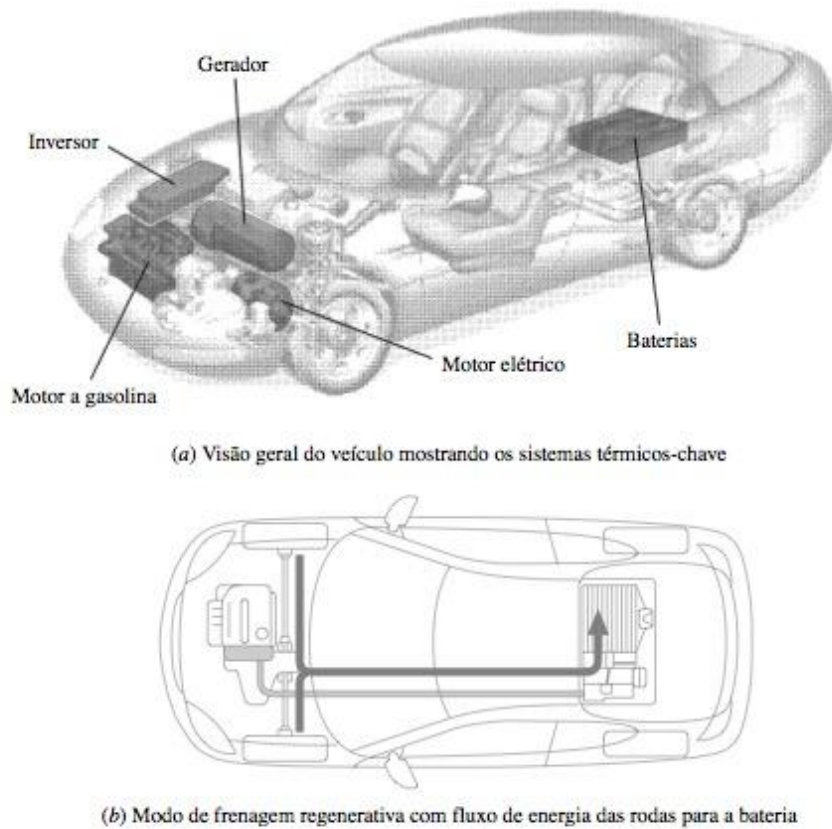



Figura 1.3 Veículo híbrido elétrico combinando motor a gasolina, baterias de armazenamento e motor elétrico. (Ilustrações de George Retseck.)

Veículos híbridos elétricos fornecem exemplos de sistemas térmicos complexos. Como no caso de sistemas de água quente, os princípios da termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor se aplicam à análise e projeto de itens individuais e componentes e a todo o veículo.

1.2.3 Fábrica de Microeletrônica: Solda de Placas de Circuito Impresso

Placas de circuito impresso (PCIs) encontradas nos computadores, telefones celulares e muitos outros produtos são compostas de circuitos integrados e dispositivos eletrônicos montados sobre placas de fibra de vidro preenchidas com epóxi. As placas são metalizadas para fornecerem interconexões, conforme ilustrado na Fig. 1.4*a*. Os pinos dos circuitos integrados e componentes eletrônicos são colocados nos furos e um pingo de solda em pó e fluxo em pasta é aplicado à região da base do pino, Fig. 1.4*b*. Para alcançarmos conexões mecânicas e eletrônicas confiáveis, a PCI é aquecida em um forno a uma temperatura acima da temperatura de fusão da solda; isso é conhecido como processo de *solda por refluxo*. A PCI e seus componentes devem ser aquecidos gradual e uniformemente para evitar a indução de tensões térmicas e superaquecimento localizado. A PCI é então resfriada a uma temperatura próxima à ambiente para ser manuseada subseqüentemente com segurança.

A PCI preparada para a soldagem é colocada em uma esteira transportadora e entra na primeira região no forno de soldagem por refluxo, Fig. 1.4*c*. Ao passar por essa região, a temperatura da PCI é elevada por exposição a jatos de ar quente aquecidos por intermédio de resistências elétricas, Fig. 1.4*d*. Na região final do forno, a PCI passa através da seção de resfriamento onde sua temperatura é reduzida por exposição ao ar, que foi resfriado pela passagem, através de um trocador de calor resfriado a água.

Com base na discussão anterior, observamos que temos muitos aspectos desse processo de fabricação, que envolvem energia elétrica, escoamento de fluidos, equipamentos que lidam com ar, transferência de calor e aspectos térmicos do comportamento do material. Na engenharia dos sistemas térmicos, fazemos análises de *sistemas*, como o forno de soldagem por refluxo, para determinar o desempenho do sistema ou

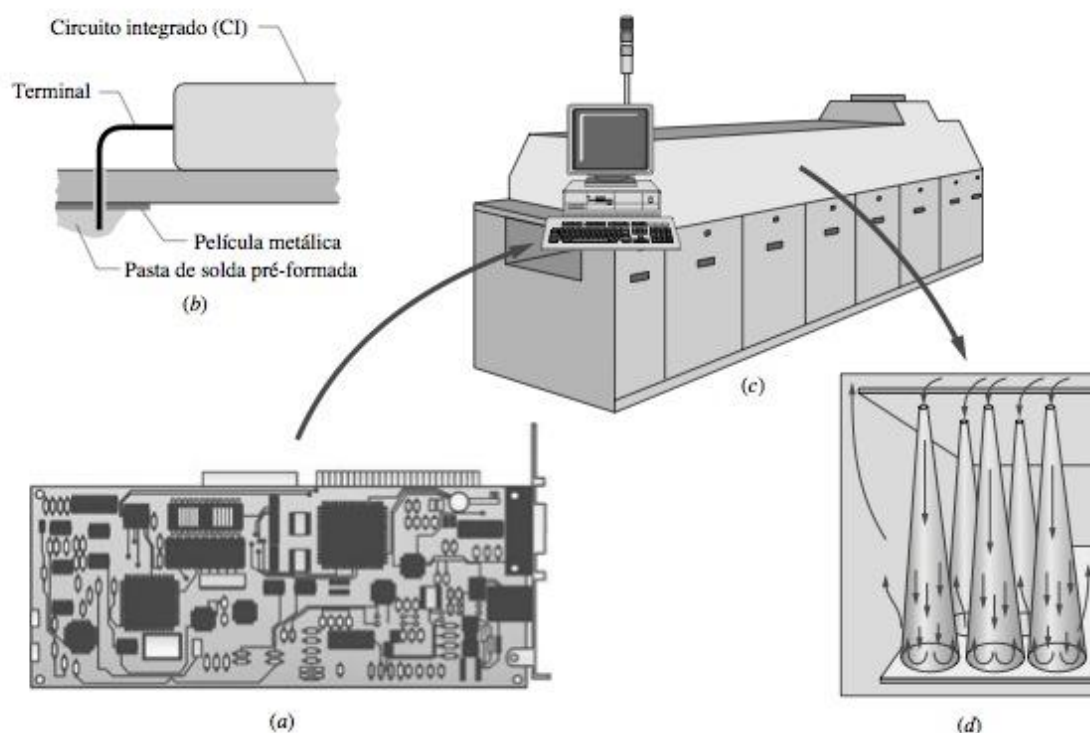



Figura 1.4 As placas de circuito impresso a serem soldadas (*a*) com pasta de solda pré-formada aplicada aos pinos dos circuitos integrados (*b*) entram no forno de soldagem por refluxo (*c*) em um transportador e são aquecidas à temperatura de fusão da solda por jatos de ar quente colidentes (*d*).

projetar ou atualizar o sistema. Por exemplo, suponha que você fosse o gerente de operações de uma fábrica responsável pelo fornecimento de energia elétrica e água refrigerada para um forno que um fornecedor afirma que irá atender a suas necessidades. Quais informações você pediria ao fornecedor? Ou, suponha que você fosse o projetista do forno buscando maximizar a produção das PCIs. Você pode estar interessado na determinação de quais padrões de fluxo de ar e de arranjos dos elementos de aquecimento permitiriam o fluxo mais rápido do produto, através do forno, mantendo-se a uniformidade necessária do aquecimento. Como você abordaria a obtenção de tais informações? Através de seu estudo de termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor você irá aprender a lidar com questões como essas.

1.3 Análise dos Sistemas Térmicos

Nesta seção, introduzimos as leis básicas que determinam a análise dos sistemas térmicos de todos os tipos, incluindo os três casos considerados na Seção 1.2. Consideramos também os papéis da termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor na engenharia dos sistemas térmicos e suas relações uns com os outros.

As funções importantes da engenharia são projetar e analisar objetos e sistemas visando ao atendimento de necessidades dos seres humanos. O *projeto* de engenharia é um processo de tomada de decisão na qual os princípios projetados da engenharia e outros campos como, por exemplo o econômico e o estatístico, são aplicados para criar um sistema, componente do sistema ou processo. Os elementos fundamentais de projeto incluem o estabelecimento de objetivos, análises, sínteses, construção, teste e avaliação.

A *análise* de engenharia freqüentemente tem como objetivo o desenvolvimento de um *modelo de engenharia* para obter uma representação matemática simplificada do comportamento do sistema que seja suficientemente fiel à realidade, mesmo se alguns dos aspectos apresentados pelo sistema real não forem considerados. Por exemplo, as idealizações geralmente utilizadas na mecânica para simplificar uma análise incluem as hipóteses de massas pontuais, de polias sem atrito e de vigas rígidas. Modelagens satisfatórias necessitam de experiência e são uma parte da *arte* da engenharia. A análise de engenharia é realçada neste livro.

O primeiro passo na análise é a identificação do sistema e como ele interage com o ambiente circunvizinho. A atenção se volta então para as *leis físicas* pertinentes e às relações que permitem que o comporta-

mento do sistema seja descrito. A análise do sistema térmico usa, direta ou indiretamente, uma ou mais das quatro leis básicas:

- *Conservação de massa*
- *Conservação de energia*
- *Conservação de quantidade de movimento*
- *Segunda lei da termodinâmica*

Em seu estudo anterior de física e química, você viu essas leis. Neste livro, colocamos essas leis sob formas especialmente adequadas para o uso na engenharia dos sistemas térmicos e para ajudá-lo a aplicá-las.

1.3.1 As Três Disciplinas da Ciência Térmica

Como observamos, a engenharia dos sistemas térmicos requer normalmente o uso das três disciplinas da ciência térmica: termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor. A Fig. 1.5 mostra os papéis dessas disciplinas na engenharia dos sistemas térmicos e suas relações umas com as outras. Associada a cada disciplina, encontra-se uma lista dos princípios tratados na parte do livro que aborda essa disciplina.

A *termodinâmica* fornece a base para a análise dos sistemas térmicos através dos princípios de conservação de massa e conservação de energia, da segunda lei da termodinâmica e das relações das propriedades. A *mecânica dos fluidos e a transferência de calor* fornecem conceitos adicionais, incluindo as leis empíricas necessárias para especificar, por exemplo, a escolha do material, o dimensionamento do componente e as características do meio fluido. Por exemplo, a análise termodinâmica pode determinar a temperatura final de uma peça aquecida ao ser resfriada em óleo, mas a *taxa* segundo a qual ela se resfria é prevista utilizando-se a análise da transferência de calor.

A *mecânica dos fluidos* está voltada para o comportamento dos fluidos em repouso ou em movimento. Conforme mostrado na Fig. 1.5, dois fundamentos que desempenham papéis principais em nossa discussão de mecânica dos fluidos são o *princípio de conservação da quantidade de movimento*, que tem origem na segunda lei de Newton do movimento, e a *equação de energia mecânica*. Os princípios da mecânica dos fluidos permitem o estudo do escoamento de fluidos no interior de tubos (escoamentos internos) e sobre superfícies (escoamentos externos) considerando os efeitos de atrito e forças de sustentação/arraste. O

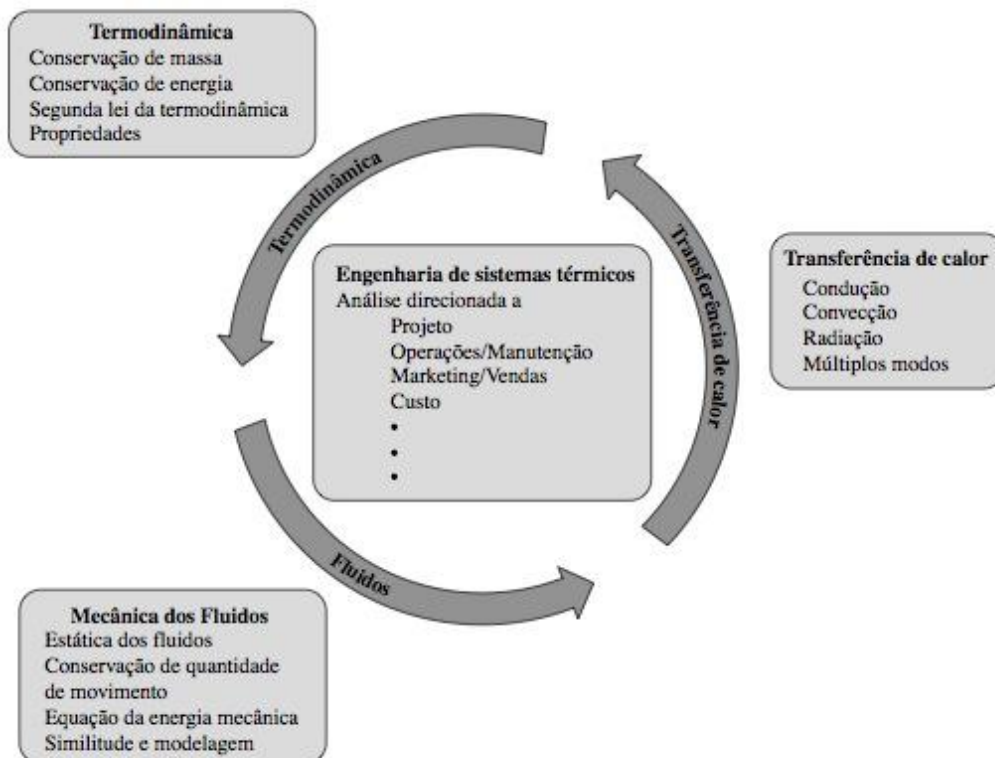



Figura 1.5 As disciplinas termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor envolvem os fundamentos e princípios essenciais para a prática da engenharia de sistemas térmicos.

conceito de *similitude* é utilizado extensivamente em escalas de medições em *modelos* reduzidos de laboratório para sistemas de tamanhos reais.

A *transferência de calor* é relacionada com a transferência de energia como uma conseqüência da diferença de temperatura. Conforme mostrado na Fig. 1.5, temos três *modos* de transferência de calor. A *condução* se refere à transferência de calor através de um meio onde existe uma diferença de temperatura. A *convecção* se refere à transferência de calor entre uma superfície e um fluido parado ou em movimento com diferentes temperaturas. O terceiro modo de transferência de calor é denominado *radiação* térmica e representa a troca líquida de energia entre superfícies a diferentes temperaturas através de ondas eletromagnéticas independentes da intervenção de um meio qualquer. Para esses modos, as taxas de transferência de calor dependem das *propriedades de transporte* das substâncias, dos parâmetros geométricos e das temperaturas. Muitas aplicações envolvem mais do que um desses modos; o que chamamos de transferência de calor *multimodo*.

Voltando à Fig. 1.5, relativa à engenharia dos sistemas térmicos, identificamos algumas áreas de aplicação envolvendo análise. Mencionamos anteriormente que o *projeto* requer análise. Os engenheiros também realizam análises por muitas outras razões. Por exemplo, na *operação* dos sistemas e determinação de quando os sistemas necessitam *manutenção*. Devido à complexidade de muitos sistemas térmicos, os engenheiros que prestam serviços de *marketing* e *venda* precisam da habilidade de análise para determinar se os seus produtos irão atender às especificações do cliente. Como engenheiros, somos sempre desafiados a otimizar o uso de recursos financeiros, que requerem freqüentemente a análise de *custo* para justificar nossas recomendações.

1.3.2 A Prática da Engenharia de Sistemas Térmicos

Raramente as aplicações práticas envolvem apenas um aspecto das três disciplinas das ciências térmicas. A prática da engenharia requer usualmente a combinação de conceitos básicos, leis e princípios. Assim sendo, conforme você prosseguir neste livro, você deve reconhecer que a termodinâmica, a mecânica dos fluidos e a transferência de calor fornecem ferramentas de análise poderosas que são complementares. A engenharia dos sistemas térmicos tem natureza interdisciplinar, não apenas por isso, mas por estar relacionada a temas importantes, como controles, produção, vibração e materiais que encontramos freqüentemente em situações no mundo real.

A engenharia dos sistemas térmicos não apenas desempenhou um papel importante no desenvolvimento de uma variedade de produtos e serviços presentes no nosso dia-a-dia, como também se tornou uma tecnologia que possibilita novos campos como a nanotecnologia, biotecnologia, processamento de alimentos, serviços de saúde e bioengenharia. Este livro irá preparar você para trabalhar tanto nos campos tradicionais como nos emergentes relacionados à energia.

Seu conhecimento deve lhe permitir:

- colaborou com equipes trabalhando em aplicações de sistemas térmicos;
- especificar equipamentos que atendam às necessidades;
- implementar política de energia;
- elaborar estudos econômicos envolvendo energia;
- gerenciar operações técnicas.

Este livro também irá prepará-lo para estudos adicionais da termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor para que você estenda sua compreensão dos fundamentos e adquira mais experiência em problemas de construção de modelos e resolução de aplicações dirigidas.

1.4 Como Utilizar Este Livro de Forma Eficaz

Este livro tem diversas características e recursos de aprendizagem que facilitam o estudo e contribuem para uma melhor compreensão.

Destaques Essenciais para Estudo

Exemplos e Problemas...

- São fornecidos numerosos exemplos resolvidos que caracterizam a *metodologia da solução* apresentada na Seção 2.6 e ilustrada inicialmente no Exemplo 2.1. Recomendamos que você estude esses exemplos, incluindo os comentários que os acompanham.

- Exemplos menos formais são dados ao longo do livro. Eles se iniciam com as palavras ***Por Exemplo...*** e terminam com o símbolo ▲. Esses exemplos também devem ser estudados.
- É fornecido um grande número de problemas ao fim do capítulo. Os problemas são seqüenciados segundo a ordem de apresentação dos assuntos e encontram-se listados em ordem crescente de dificuldade. Os problemas são agrupados sob títulos identificadores para auxiliar o processo de seleção dos problemas de revisão a resolver.

Outras Ajudas de Estudo...

- Cada capítulo começa com uma introdução mostrando o objetivo do capítulo e termina com um resumo e um guia de estudo.
- As palavras-chave são listadas nas margens e coordenadas com o material do livro nas determinadas posições.
- Equações-chave são inseridas entre duas linhas horizontais.
- A *Atualizadação da Metodologia* na margem identifica onde aprimoramos a metodologia de resolução do problema, introduzimos convenções ou refinamos nossa compreensão de conceitos específicos.
- Para uma referência rápida, fatores de conversão de unidades e constantes importantes são fornecidos no início do livro.
- Uma lista de símbolos é fornecida no final do livro.
- A indicação (CD-ROM) conduz você ao CD que acompanha o livro onde são fornecidos textos e recursos de aprendizagem *suplementares*.

ATUALIZAÇÃO DA METODOLOGIA

Ícones...

identifica as posições onde o uso de programas de computador é recomendado.

direciona para pequenos segmentos de vídeo sobre mecânica dos fluidos.

Destaques Adicionais de Estudo

Programas de computador...

Para permitir que você recorra aos dados eletronicamente e modele e resolva problemas térmicos complexos de engenharia, são fornecidos no CD material instrutivo e problemas para uso do *Interactive Thermodynamics* (*IT*) e *Interactive Heat Transfer* (*IHT*). Esses programas são construídos em torno de solucionadores de equações aprimorados com dados sobre propriedades e outras características valiosas. Com os programas IT e IHT você pode obter uma solução numérica única ou variar parâmetros para investigar os efeitos correspondentes. Você também pode obter uma saída gráfica e o formato baseado no Windows permite que você utilize qualquer software editor de texto ou planilhas para gerar relatórios. Os tutoriais encontram-se disponíveis no menu 'Help' e ambos os programas incluem diversos exemplos trabalhados.

CD...

O CD contém os seguintes recursos:

- resposta de problemas selecionados do final do capítulo;
- material adicional não incluso na versão impressa do livro;
- o software *Interactive Thermodynamics* (*IT*) e *Interactive Heat Transfer* (*IHT*), incluindo um diretório denominado *Things You Should Know About IT and IHT* (*Coisas que você deveria saber sobre o IT e o IHT*) que contém informação de ajuda para a utilização do software com este livro;
- pequenos segmentos de vídeo que ilustram os princípios da mecânica dos fluidos;
- elementos que mostram as conexões entre os assuntos.

***Observação Importante*:** O conteúdo fornecido no CD pode envolver equações, figuras e exemplos que não estão incluídos na versão impressa do livro.

PROBLEMAS

1.1 Liste sistemas térmicos que você pode encontrar nas suas atividades diárias como cozinhar, aquecer ou refrigerar uma casa e utilizar um automóvel.

1.2 Utilizando a Internet, obtenha informações sobre a operação de um sistema térmico de sua escolha entre aqueles mostrados na Fig. 1.1. Obtenha informação suficiente para fornecer à sua turma uma descrição sobre o funcionamento do sistema e sobre aspectos relevantes da mecânica dos fluidos e da transferência de calor.

1.3 Em referência aos sistemas térmicos da Fig. 1.1, em casos assinalados por seu professor ou escolhidos por você, explique como a energia é *convertida* de uma forma em outra e como a energia é *armazenada*.

1.4 Considere um foguete deixando a plataforma de lançamento. Discuta sucintamente a conversão da energia armazenada no tanque de combustível do foguete em outras formas à medida que o foguete decola.

Figura P1.4

1.5 Consulte o website de um órgão de registro de patentes e, obtenha a cópia de uma patente concedida nos últimos cinco anos a um sistema térmico. Descreva a função do sistema térmico e explique as características apresentadas na patente relacionadas à termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor.

1.6 Entre em contato com a concessionária local de energia para saber o quanto se paga por quilowatt-hora de eletricidade. Qual é a maior contribuição para esse custo?

1.7 Um artigo de jornal cita as fontes solar, a eólica, a hidroelétrica, geotérmica e a biomassa como fontes importantes de energia *renovável*. O que se quer dizer com renovável? Liste algumas fontes de energia que *não* são consideradas renováveis.

1.8 Considere novamente as fontes do Problema 1.7. Dê exemplos específicos de como cada uma é utilizada para atender às necessidades humanas.

1.9 Nossas necessidades de energia são supridas atualmente pelo uso dos *combustíveis fósseis*. Quais são os combustíveis fósseis mais usados normalmente para (a) transporte, (b) aquecimento residencial e (c) geração de energia?

1.10 Liste alguns dos papéis que o carvão, o gás natural e o petróleo desempenham em nossas vidas. Em um memorando, discuta as implicações ambientais, políticas e sociais do uso continuado dos combustíveis *fósseis*. Faça o mesmo para a energia *nuclear*.

1.11 Uma concessionária anuncia que é mais barato aquecer água para uso doméstico com gás natural do que com eletricidade. Determine se esse anúncio é correto para sua região. Quais características determinam os custos relativos?

1.12 Uma notícia fala sobre os gases responsáveis pelo *efeito estufa*. O que quer dizer "responsáveis pelo efeito estufa"? Quais são os gases responsáveis pelo efeito estufa mais importantes e por que tantos observadores mostram preocupação sobre esses gases sendo emitidos para a atmosfera?

1.13 Considere os seguintes eletrodomésticos: computador, torradeira e secador de cabelo. Para cada um deles, qual é a função e a potência normalmente requerida, em watts? Ele pode ser considerado um sistema térmico? Explique.

Figura P1.13

1.14 Uma pessoa ajusta a torneira de um chuveiro, conforme mostrado na Fig. P1.14, para uma temperatura da água dese-

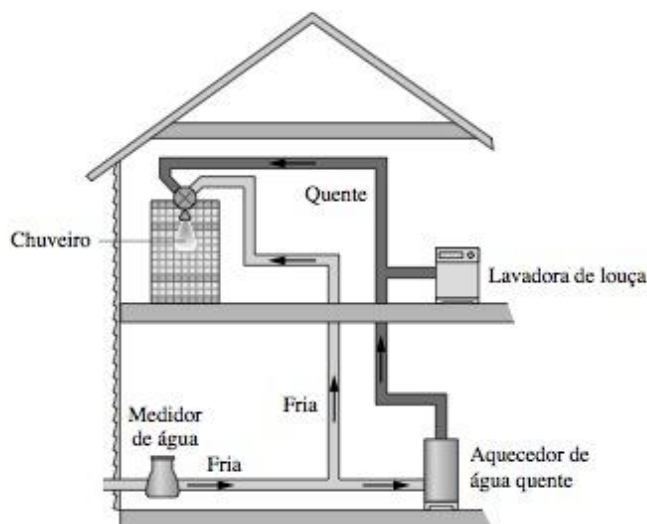



Figura P1.14

jada. Ao ser ligada, na cozinha, a lavadora de louça, que é alimentada pelo mesmo ramal do chuveiro, a temperatura do chuveiro diminui bastante. Por quê?

1.15 O funcionamento diário do seu carro envolve o uso de vários líquidos e gases. Faça uma lista desses fluidos e indique como eles são usados no seu carro.

1.16 Seu carro contém vários ventiladores e bombas, incluindo o ventilador do radiador, o ventilador do aquecedor, a bomba d'água, a bomba da direção hidráulica e a bomba do lavador de pára-brisa. Obtenha valores aproximados para a potência (em hp e kW) necessária para operar cada um desses ventiladores e bombas.

1.17 Quando um veículo híbrido elétrico, como o descrito na Seção 1.2.2, é freado até parar, *somente uma fração* da energia cinética do veículo é armazenada quimicamente nas baterias. Por que apenas uma *fração*?

1.18 Discuta como os hábitos de direção de uma pessoa afetam a economia de combustível de um automóvel nas paradas e partidas do trânsito em uma auto-estrada.

1.19 O forno de solda por refluxo, considerado na Seção 1.2.3, opera com uma *velocidade do transportador* e *parâmetros de fornecimento de ar quente* ajustados de tal forma que o processo de soldagem de PCIs é realizado ligeiramente acima da temperatura de fusão da solda como necessário para a qualidade da junção. A PCI também é resfriada até uma *temperatura de segurança* quando ela atinge a saída do forno. O gerente de operações quer aumentar a taxa por unidade de tempo que as PCIs passam através do forno. Como isso poderia ser alcançado?

1.20 Na discussão do processo de soldagem na Seção 1.2.3, introduzimos a necessidade de que a PCI e seus componentes sejam *gradual* e *uniformemente* aquecidos para evitar as tensões térmicas e o superaquecimento localizado. Dê exemplos de sua experiência pessoal na qual efeitos prejudiciais foram causados a objetos aquecidos rapidamente ou não uniformemente.

1.21 Projetistas de automóveis trabalham para diminuir o arraste aerodinâmico e a resistência ao rolamento dos carros, aumentando assim a economia de combustível, especialmente a altas velocidades. Compare o projeto de um carro de 1920, mostrado na Fig. P1.21, com a aparência dos automóveis atuais. Discuta as diferenças que contribuíram para o aumento da economia de combustível dos carros modernos.

Figura P1.21

1.22 Considerando o fornecimento de água quente, o veículo híbrido elétrico e as aplicações da soldagem refluxo da Seção 1.2, dê exemplos dos modos de transferência de calor por condução, convecção e radiação.

1.23 Um sistema central de condicionamento de ar (aquecimento e refrigeração) de um edifício utiliza um ventilador para distribuir o ar através do sistema de dutos para cada ambiente, conforme mostrado na Fig. P1.23. Liste algumas razões para a temperatura variar de um ambiente para outro, mesmo com cada ambiente sendo abastecido com o ar condicionado.

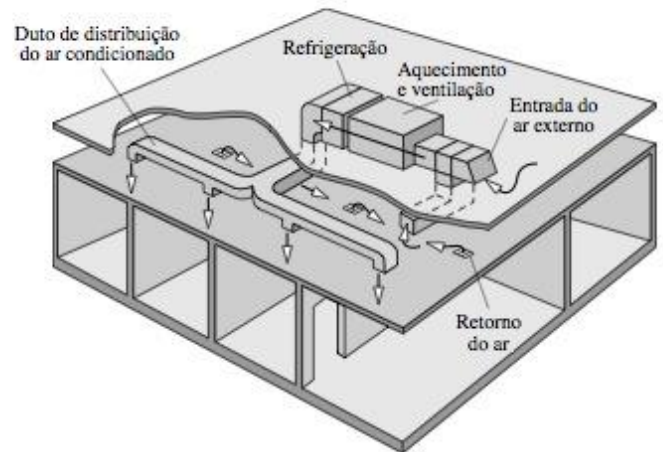



Figura P1.23

1.24 A Fig. P1.24 mostra um gerador elétrico acionado por turbina eólica montado em uma torre. O vento sopra regularmente através das lâminas da turbina e a eletricidade é gerada. A saída elétrica é enviada para uma bateria de armazenamento. Para o sistema térmico global composto pelo gerador com turbina eólica e a bateria de armazenamento, liste a seqüência de processos que convertem a energia eólica em energia armazenada na bateria.

Figura P1.24

1.25 Uma peça de plástico em forma de uma placa fina quadrada e plana removida de uma matriz de injeção aquecida a 150°C deve ser resfriada a uma temperatura de segurança ao toque. A Fig. P1.25 mostra dois arranjos para o processo de resfriamento: a peça é suspensa verticalmente de um suporte superior ou posicionada horizontalmente em uma grade de arame. Os dois processos ocorrem na presença do ar ambiente. A partir de sua experiência e intuição física, responda:

(a) A peça resfriará mais rápido no arranjo vertical ou no horizontal se apenas o movimento do ar que ocorre for devido à flutuação do ar próximo às superfícies quentes (convecção *livre* ou *natural*)?

(b) Se um ventilador soprar ar sobre a peça (convecção *forçada*), você espera que a taxa de resfriamento aumente ou diminua? Por quê?

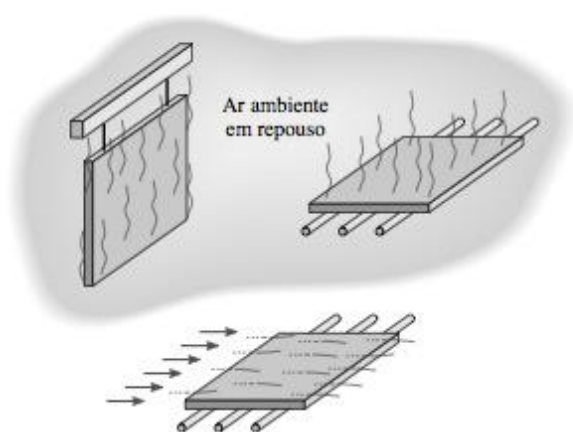



Figura P1.25

Figura P1.26

1.26 Normalmente um motor de automóvel inclui a circulação de um líquido refrigerante através de condutos no bloco do motor e de um *radiador* de tubo aletado. O motor de um cortador de grama tem normalmente superfícies aletadas fixadas diretamente ao bloco do motor, sem radiador, para atingir o resfriamento necessário. Por que as estratégias de resfriamento podem ser diferentes nessas duas aplicações?

Iniciando em Termodinâmica: Conceitos Iniciais e Definições

Introdução...

A palavra termodinâmica origina-se das palavras gregas *termo* (calor) e *dinâmica* (força). Embora vários aspectos do que é agora conhecido como termodinâmica tenham sido de interesse desde a Antigüidade, o estudo formal da termodinâmica começou nos primórdios do século XIX através de considerações sobre a força motriz do *calor*: a capacidade de os corpos quentes produzirem *trabalho*. Hoje o escopo é mais abrangente, tratando basicamente da *energia* e das relações entre as *propriedades* da matéria.

O ***objetivo*** deste capítulo é o de apresentar alguns conceitos fundamentais e definições que são usadas em nosso estudo de termodinâmica. Na maior parte das vezes, a apresentação será resumida, e elaborações adicionais serão fornecidas nos capítulos subseqüentes.

objetivo do capítulo

2.1 Definição de Sistemas

Um passo importante em qualquer análise de engenharia é descrever precisamente o que está sendo estudado. Em mecânica, se a trajetória de um corpo deve ser determinada, normalmente o primeiro passo é definir um *corpo livre* e identificar todas as forças exercidas sobre ele por outros corpos. A segunda lei de Newton do movimento é então aplicada. Em engenharia de sistemas térmicos, o termo *sistema* é utilizado para identificar o objetivo da análise. Uma vez que o sistema seja definido e as interações relevantes com outros sistemas sejam identificadas, uma ou mais leis ou relações físicas são aplicadas.

O ***sistema*** é tudo aquilo que desejamos estudar. Ele pode ser tão simples como um corpo livre ou tão complexo como toda uma refinaria química. Podemos desejar estudar a quantidade de matéria contida no interior de um tanque fechado e de paredes rígidas ou podemos desejar considerar algo, como uma tubulação, através da qual escoa gás natural. A composição da matéria no interior do sistema pode ser fixa ou pode estar variando através de reações químicas ou nucleares. A forma ou o volume do sistema em análise não é necessariamente constante, como quando um gás é comprimido por um pistão ou quando um balão é inflado.

sistema

Tudo que é externo ao sistema é considerado como parte da ***vizinhança*** do sistema. O sistema é diferenciado de sua vizinhança por uma ***fronteira*** especificada, que pode estar em repouso ou em movimento. Você verá que as interações entre um sistema e sua vizinhança, que acontecem ao longo da fronteira, tornam-se uma parte importante em engenharia de sistemas térmicos. É essencial que a fronteira seja delineada cuidadosamente antes do procedimento de análise. Entretanto, muitas vezes o mesmo fenômeno físico pode ser analisado em função de escolhas alternativas de sistema, fronteira e vizinhança. A escolha de uma dada vizinhança definindo um dado sistema é ditada pela conveniência que ela permite na análise subseqüente.

vizinhança
fronteira

Tipos de Sistemas

Dois tipos básicos de sistemas são distinguidos neste livro. Eles são referidos como *sistemas fechados* e *volumes de controle*, respectivamente. Um sistema fechado refere-se a uma quantidade fixa de matéria, enquanto um volume de controle é uma região do espaço através da qual a massa pode escoar.

Um ***sistema fechado*** é definido quando uma quantidade particular de matéria está sendo estudada. Um sistema fechado sempre contém a mesma quantidade de matéria. Não pode haver transferência de massa através de sua fronteira. Um tipo especial de sistema fechado que não interage de forma alguma com sua vizinhança é chamado ***sistema isolado***.

sistema fechado

sistema isolado

A Fig. 2.1 mostra um gás em uma montagem pistão-cilindro. Quando as válvulas estão fechadas, podemos considerar o gás um sistema fechado. A fronteira encontra-se apenas no interior das paredes do pistão e do cilindro, como mostrada pelas linhas tracejadas da figura. A porção da fronteira entre o gás e o pistão move-se com o pistão. Nenhuma massa cruza esta ou qualquer outra parte da fronteira.

Em seções subseqüentes deste livro, serão efetuadas análises de dispositivos como turbinas e bombas através das quais a massa flui. Essas análises podem ser conduzidas, em princípio, pelo estudo de uma quantidade particular de matéria, um sistema fechado, quando ela passa através de um dispositivo. Na maioria dos casos é mais simples pensar em termos de uma dada região do espaço na qual a massa escoa. Com esse método, uma *região* dentro de uma fronteira prescrita é estudada. A região é chamada ***volume de controle***. A massa pode cruzar a fronteira de um volume de controle.

volume de controle

Figura 2.1 Sistema fechado: um gás em uma montagem pistão-cilindro.

O diagrama de um motor é mostrado na Fig. 2.2*a*. As linhas tracejadas definem um volume de controle que envolve o motor. Observe que o ar, o combustível e os gases de descarga cruzam a fronteira. Um esquema como o da Fig. 2.2*b* usualmente é suficiente para a análise de engenharia.

O termo *massa de controle* é algumas vezes utilizado no lugar de sistema fechado e o termo *sistema aberto* é usado como uma alternativa a volume de controle. Quando os termos massa de controle e volume de controle são utilizados, a fronteira do sistema é referida como uma *superfície de controle*.

Em geral, a escolha da fronteira do sistema é determinada por duas considerações: (1) o que é conhecido sobre um possível sistema, particularmente nas suas fronteiras e (2) o objetivo da análise.

Por Exemplo... A Fig. 2.3 mostra um esboço de um compressor de ar conectado a um tanque de armazenamento. A fronteira do sistema mostrada na figura engloba compressor, tanque e todas as tubulações. Essa fronteira poderia ser escolhida se a potência elétrica de entrada fosse conhecida e o objetivo da análise fosse determinar quanto tempo o compressor deve operar para a pressão no tanque atingir um valor especificado. Como a massa cruza a fronteira, o sistema poderia ser um volume de controle. Um volume de controle englobando somente o compressor deveria ser escolhido se as condições do ar entrando e saindo do compressor fossem conhecidas e o objetivo fosse determinar a potência elétrica de entrada. ▲

Figura 2.2 Exemplo de um volume de controle (sistema aberto): um motor de automóvel.

2.2 DESCREVENDO SISTEMAS E SEUS COMPORTAMENTOS

Os engenheiros estão interessados em estudar sistemas e como eles interagem com sua vizinhança. Nesta seção, introduziremos diversos termos e conceitos utilizados para descrever sistemas e como eles se comportam.

ABORDAGENS MACROSCÓPICA E MICROSCÓPICA

Os sistemas podem ser estudados do ponto de vista *macroscópico* ou *microscópico*. A abordagem macroscópica está relacionada com o comportamento global da matéria. Nenhum modelo de estrutura da matéria em níveis molecular, atômico e subatômico é usado diretamente. Embora o comportamento dos sistemas *seja* afetado pela estrutura molecular, a abordagem macroscópica permite que aspectos importantes do comportamento do sistema sejam avaliados a partir de observações do sistema global. A abordagem mi-

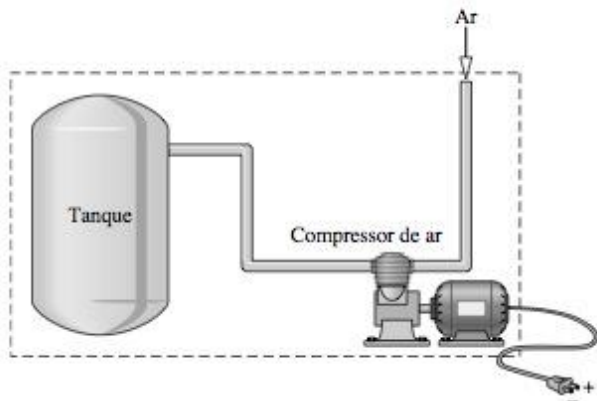



Figura 2.3 Compressor de ar e tanque de armazenamento.

croscópica está diretamente relacionada com a estrutura da matéria. O objetivo é caracterizar, por meios estatísticos, o comportamento médio das partículas que compõem um sistema de interesse e relacionar essa informação com o comportamento macroscópico observado do sistema. Para a grande maioria das aplicações de sistemas térmicos, a abordagem macroscópica fornece não só um meio mais direto de análise e projeto, mas também requer uma complexidade matemática bem menor. Por essas razões a abordagem macroscópica é a adotada neste livro.

PROPRIEDADE, ESTADO E PROCESSO

A descrição de um sistema e a previsão do seu comportamento requerem conhecimento de suas propriedades e de como elas estão relacionadas. Uma ***propriedade*** é uma característica macroscópica de um sistema, como massa, volume, energia, pressão e temperatura, para a qual um valor numérico pode ser admitido em um determinado tempo sem o conhecimento prévio do comportamento (*história*) do sistema. Muitas outras propriedades serão consideradas no decorrer do estudo do nosso curso.

propriedade

A palavra ***estado*** refere-se à condição de um sistema como descrito por suas propriedades. Uma vez que existem normalmente relações entre as propriedades de um sistema, o estado pode normalmente ser especificado fornecendo-se os valores de um subconjunto dessas propriedades. Todas as demais propriedades podem ser determinadas a partir dessas.

estado

Quando qualquer das propriedades de um sistema muda, o estado muda, e dizemos que o sistema percorreu um ***processo***. O processo é uma transformação de um estado para outro. Entretanto, se o sistema possui os mesmos valores de suas propriedades em dois instantes diferentes, este encontra-se no mesmo estado nesses instantes. Um sistema é dito em ***estado estacionário*** se nenhuma de suas propriedades varia com o tempo.

processo

estado estacionário

Um ***ciclo termodinâmico*** é uma seqüência de processos que se inicia e termina no mesmo estado. Ao término de um ciclo todas as propriedades possuem os mesmos valores que elas tinham no início. Conseqüentemente, durante o ciclo o sistema não sofre nenhuma mudança *líquida* de estado. Os ciclos que são repetidos periodicamente desempenham papéis de destaque em muitas áreas de aplicação. Por exemplo, a circulação de vapor através de uma instalação de potência executa um ciclo.

ciclo termodinâmico

Em um dado estado cada propriedade possui um valor definido que pode ser admitido sem o conhecimento de como o sistema atingiu aquele estado. Assim, a mudança no valor de uma propriedade quando o sistema muda de um estado para outro é determinada apenas pelos dois estados extremos e é independente da forma particular de mudança de estado ocorrida. Isto é, a mudança é independente dos detalhes do processo. Assim, se o valor de uma quantidade particular depende dos detalhes do processo, e não somente dos estados extremos, aquela quantidade não pode ser uma propriedade.

PROPRIEDADES EXTENSIVAS E INTENSIVAS

As propriedades termodinâmicas podem ser colocadas em duas classes gerais: extensivas e intensivas. Uma propriedade é dita ***extensiva*** se seu valor para um sistema como um todo é a soma de seus valores das partes nas quais o sistema é dividido. Massa, volume, energia e diversas outras propriedades introduzidas adiante são extensivas. As propriedades extensivas dependem da dimensão ou extensão de um sistema. As propriedades extensivas de um sistema podem variar com o tempo.

propriedade extensiva

As propriedades ***intensivas*** não são aditivas conforme o sentido considerado anteriormente. Seus valores são independentes da dimensão ou extensão de um sistema e podem variar de um local para outro no

propriedade intensiva

sistema em qualquer instante. Assim, as propriedades intensivas podem ser funções da posição e do tempo, enquanto as propriedades extensivas variam apenas com o tempo. O volume específico (Seção 2.4.1), a pressão e a temperatura são propriedades intensivas importantes; diversas outras propriedades intensivas serão introduzidas em capítulos subseqüentes.

Por Exemplo… para ilustrar a diferença entre propriedades extensivas e intensivas, considere uma quantidade de matéria que possua temperatura uniforme e imagine que ela seja composta de diversas partes, conforme ilustrado na Fig. 2.4. A massa total é a soma das massas das partes e o volume total é a soma dos volumes das partes. Entretanto, a temperatura total não é a soma das temperaturas das partes. Ela é a mesma para cada parte. Massa e volume são extensivas, mas temperatura é intensiva. ▲

Fase e Substância Pura

fase

O termo ***fase*** refere-se à quantidade de matéria que é homogênea como um todo em composição química e em estrutura física. Homogeneidade em estrutura física significa que a matéria é toda *sólida*, ou toda *líquida* ou toda *vapor* (ou equivalentemente toda *gás*). Um sistema pode conter uma ou mais fases. Por exemplo, um sistema de água líquida e vapor de água (vapor) contém *duas* fases. Quando mais de uma fase está presente, as fases são separadas por *fronteiras da fase*.

substância pura

Uma ***substância pura*** é aquela que é uniforme e invariável na composição química. Uma substância pura pode existir em mais de uma fase, mas sua composição química deve ser a mesma em cada fase. Por exemplo, se água líquida e vapor de água formam um sistema com duas fases, o sistema pode ser considerado uma substância pura porque cada fase possui a mesma composição. Uma mistura uniforme de gases pode ser considerada uma substância pura desde que permaneça como gás e não reaja quimicamente.

Equilíbrio

equilíbrio

A ênfase da termodinâmica situa-se principalmente nos estados de equilíbrio e nas mudanças de um estado de equilíbrio para outro. Assim, o conceito de ***equilíbrio*** é fundamental. Em mecânica, o equilíbrio representa uma condição de balanço mantido por uma igualdade de forças que se equilibram. Em termodinâmica, o conceito é mais amplo, incluindo não só o balanço de forças, mas também o balanço de outras influências. Cada tipo de influência refere-se a um aspecto particular do equilíbrio da termodinâmica. De fato, diversos tipos de equilíbrio podem existir individualmente para satisfazer a condição de equilíbrio total; entre esses encontram-se os equilíbrios mecânico, térmico, de fase e químico.

Podemos fazer um teste para verificar se um sistema encontra-se em equilíbrio termodinâmico através do seguinte procedimento: isole o sistema de sua vizinhança e observe as mudanças em suas propriedades observáveis. Se não houver mudanças, concluímos que o sistema estava em equilíbrio no momento em que estava isolado. O sistema pode ser dito como estando em ***estado de equilíbrio***.

estado de equilíbrio

Quando um sistema está isolado, ele não pode interagir com sua vizinhança; entretanto seu estado pode mudar como uma conseqüência de eventos espontâneos que estejam ocorrendo internamente à medida que suas propriedades intensivas, como temperatura e pressão, tendam para valores uniformes. Quando todas essas mudanças cessam, o sistema encontra-se em equilíbrio. Conseqüentemente, para um sistema estar em equilíbrio ele deve possuir uma fase única ou consistir em um número de fases que não possuam qualquer tendência de mudar suas condições quando o sistema global for isolado de sua vizinhança. Em equilíbrio, a temperatura é uniforme em todo o sistema. A pressão também pode ser considerada uniforme desde que o efeito da gravidade não seja significativo; caso contrário, pode existir variação de pressão, como em uma coluna vertical de líquido.

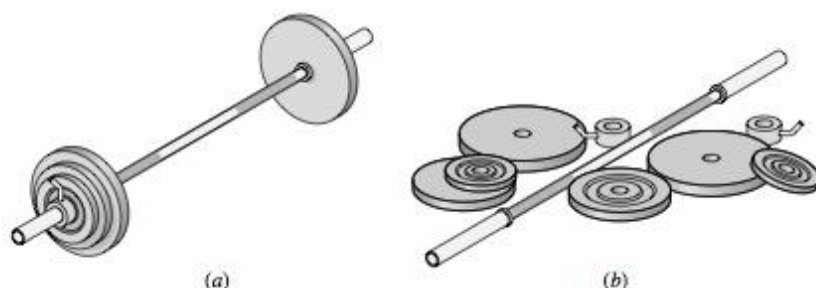



Figura 2.4 Figura utilizada para discutir o conceito de propriedade extensiva.

Processos Real e em Quase-equilíbrio

Não há necessidade de que um sistema submetido a um processo real esteja em equilíbrio *durante* o processo. Alguns ou todos os estados intermediários podem não ser estados de equilíbrio. Para a maioria desses processos, estamos limitados ao conhecimento do estado antes de ocorrer o processo e do estado após o processo ser finalizado. Entretanto, mesmo se os estados intermediários do sistema não forem conhecidos, é possível muitas vezes avaliar certos efeitos *globais* que ocorrem durante o processo.

Serão dados exemplos no próximo capítulo na discussão de *trabalho* e *calor*. Normalmente, estados de não-equilíbrio exibem variações espaciais nas propriedades intensivas em um dado instante. Também em uma posição especificada as propriedades intensivas podem variar com o tempo, algumas vezes caoticamente.

Os processos são algumas vezes modelados como um tipo ideal de processo denominado ***processo em quase-equilíbrio (ou quase-estático)***. Um processo em quase-equilíbrio é aquele em que o desvio do equilíbrio termodinâmico é no máximo infinitesimal. Todos os estados pelos quais o sistema passa num processo em quase-equilíbrio podem ser considerados como estados de equilíbrio. Como os efeitos do não-equilíbrio estão inevitavelmente presentes durante os processos reais, para os sistemas de interesse em engenharia o processo em quase-equilíbrio pode ser uma boa aproximação, mas nunca ocorre de fato.

processo em quase-equilíbrio

Nosso interesse no conceito do processo em quase-equilíbrio se restringe principalmente a duas considerações: (1) modelos termodinâmicos simples que fornecem ao menos informação *qualitativa* a respeito do comportamento de sistemas reais de interesse podem ser desenvolvidos majoritariamente utilizando o conceito do processo em quase-equilíbrio. Isso está relacionado ao uso de idealizações, como a massa pontual ou as polias sem atrito em mecânica, com finalidade de simplificação de uma análise. (2) O conceito do processo em quase-equilíbrio é útil na dedução das relações existentes entre as propriedades do sistema em equilíbrio.

2.3 Unidades e Dimensões

Quando os cálculos de engenharia são realizados, é necessário todo cuidado com as *unidades* das grandezas físicas envolvidas. Uma unidade é qualquer medida especificada de uma grandeza por comparação com outra grandeza de mesma espécie de medida. Por exemplo, metros, centímetros, quilômetros, pés, polegadas e milhas são todos *unidades de comprimento*. Segundos, minutos e horas são *unidades de tempo* alternativas.

Como as grandezas físicas se relacionam por definições e leis, um número relativamente pequeno delas é necessário para formar e medir todas as demais. Elas são denominadas *dimensões primárias* (ou *básicas*). As outras podem ser medidas em função das dimensões primárias e são denominadas *dimensões secundárias*.

Quatro dimensões primárias são suficientes em termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor. Elas são massa (M), comprimento (L), tempo (t) e temperatura (T). Alternativamente, força (F) pode ser utilizada em vez da massa (M). Eles são conhecidos como sistemas dimensionais **MLtT** e **FLtT**, respectivamente.

MLtT, FLtT

Uma vez que seja adotado um conjunto de dimensões primárias, a ***unidade básica*** para cada dimensão primária é especificada. As unidades para todas as outras são então deduzidas em função das unidades básicas. Ilustraremos essas idéias, considerando primeiro o sistema SI de unidades para massa, comprimento, tempo e força, e então considerando outras unidades para essas grandezas freqüentemente encontradas em sistemas térmicos de engenharia.

unidade básica

2.3.1 Unidades no SI para Massa, Comprimento, Tempo e Força

Na discussão presente, consideramos o sistema SI de unidades. SI é a abreviação de Système International d'Unités (Sistema Internacional de Unidades), que é o sistema aceito legalmente na maioria dos países. As convenções do SI são publicadas e controladas por uma organização de tratados internacionais. As ***unidades básicas do SI*** para massa, comprimento e tempo estão listadas na Tabela 2.1. Elas são o quilograma (kg), metro (m) e o segundo (s), respectivamente. A unidade base de temperatura no SI é o kelvin (K). (Unidades para temperatura serão discutidas na Seção 2.5.) A unidade de força no SI, denominada newton, é definida em função das unidades básicas de massa, comprimento e tempo, conforme discutido a seguir.

unidades básicas do SI

A segunda lei de Newton do movimento estabelece que a força líquida atuando sob um corpo é proporcional ao produto da massa pela aceleração, dada por $F \propto ma$. O newton é definido de tal modo que a cons-

TABELA 2.1 Unidades do SI para Massa, Comprimento, Tempo e Força

Grandeza	Unidade	Símbolo
massa	quilograma	kg
comprimento	metro	m
tempo	segundo	s
força	newton (= 1 kg · m/s²)	N

tante de proporcionalidade na expressão seja igual à unidade. Isto é, a segunda lei de Newton é representada pela igualdade

$$F = ma \tag{2.1}$$

O newton, N, é a força necessária para acelerar uma massa de 1 quilograma a uma taxa de 1 metro por segundo por segundo. Com a Eq. 2.1

$$1 \text{ N} = (1 \text{ kg})(1 \text{ m/s}^2) = 1 \text{ kg} \cdot \text{m/s}^2 \tag{2.2}$$

Por Exemplo... para ilustrar o uso das unidades do SI, apresentadas até aqui, determinemos o peso em newtons de um objeto cuja massa é de 1000 kg, em um local sobre a superfície da Terra onde a aceleração, devido à gravidade, é igual a um valor *padrão* definido como 9,80665 m/s². Lembrando que o peso de um objeto se refere à força da gravidade e é calculado utilizando a massa do objeto, m, e a aceleração local da gravidade, g, com a Eq. 2.1, temos

$$\begin{aligned} F &= mg \\ &= (1000 \text{ kg})(9{,}80665 \text{ m/s}^2) = 9806{,}65 \text{ kg} \cdot \text{m/s}^2 \end{aligned}$$

Essa força pode ser dada em função do newton utilizando-se a Eq. 2.2 com um *fator de conversão de unidades*. Isto é,

$$F = \left(9806{,}65 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2}\right)\left|\frac{1 \text{ N}}{1 \text{ kg} \cdot \text{m/s}^2}\right| = 9806{,}65 \text{ N} \quad \blacktriangle$$

ATUALIZAÇÃO DA METODOLOGIA

Observe que, no cálculo da força acima, o fator de conversão de unidades é identificado por um par de linhas verticais. Essa notação é utilizada em todo o livro para identificar conversões de unidades.

As unidades do SI para outras grandezas físicas também são deduzidas em função das unidades básicas do SI. Algumas das unidades deduzidas ocorrem tão freqüentemente que possuem nomes e símbolos especiais, como o newton. Uma vez que freqüentemente se torna necessário trabalhar com valores extremamente elevados ou pequenos, quando se utiliza o sistema SI de unidades, um conjunto padrão de prefixos é fornecido na Tabela 2.2 para simplificar. Por exemplo, km denota quilômetro, isto é, 10^3 m.

TABELA 2.2 Unidades do SI

Fator	Prefixo	Símbolo
10^{12}	tera	T
10^{9}	giga	G
10^{6}	mega	M
10^{3}	quilo	k
10^{2}	hecto	h
10^{-2}	centi	c
10^{-3}	mili	m
10^{-6}	micro	μ
10^{-9}	nano	n
10^{-12}	pico	p

Tabela 2.3 Outras Unidades para Massa, Comprimento, Tempo e Força

Grandeza	Unidade	Símbolo
massa	libra-massa	lb
	slug	slug
comprimento	pé	ft
tempo	segundo	s
força	libra-força (= 32,1740 lb · ft/s² = 1 slug · ft/s²)	lbf

2.3.2 Outras Unidades para Massa, Comprimento e Força

Embora o sistema SI de unidades seja o padrão internacional, atualmente muitos segmentos da comunidade de engenharia nos Estados Unidos* utilizam regularmente outras unidades. Uma grande quantidade de ferramentas e máquinas industriais e muitas tabelas de engenharia utilizam outros sistemas de unidades diferentes do SI. Por muitos anos ainda, engenheiros nos Estados Unidos deverão ser fluentes em vários sistemas de unidades. Dessa forma, nesta seção consideraremos as unidades alternativas para massa, comprimento, tempo e força listadas na Tabela 2.3.

Na Tabela 2.3, a primeira unidade de massa listada é a libra-massa, lb, definida em termos do quilograma como

$$1 \text{ lb} = 0{,}45359237 \text{ kg} \tag{2.3}$$

A unidade de comprimento é o pé, ft, definido em termos do metro como

$$1 \text{ ft} = 0{,}3048 \text{ m} \tag{2.4}$$

O pé, ft, é definido em termos da polegada, in

$$12 \text{ in} = 1 \text{ ft}$$

Uma polegada, in, é igual a 2,54 cm. Embora as unidades, como minuto e hora, sejam sempre utilizadas em engenharia, é preferível usar o segundo como unidade básica de tempo.

Para a escolha de libra-massa, pé e segundos como unidades de massa, comprimento e tempo, respectivamente, uma unidade de força pode ser definida, de modo semelhante ao newton, utilizando a segunda lei de Newton, dada pela Eq. 2.1. Sob este ponto de vista, a unidade de força, a libra-força, lbf, é a força necessária para acelerar uma libra-massa a 32,1740 ft/s², que é a aceleração padrão da gravidade. Substituindo os valores na Eq. 2.1

$$1 \text{ lbf} = (1 \text{ lb})(32{,}1740 \text{ ft/s}^2) = 32{,}1740 \text{ lb} \cdot \text{ft/s}^2 \tag{2.5}$$

A libra-força, lbf, não é igual à libra-massa, lb. Força e massa são fundamentalmente diferentes, bem como suas unidades. Contudo, os dois usos da palavra "libra" podem causar confusão, e deve-se tomar cuidado para evitar erros.

Por Exemplo… para mostrar o uso dessas unidades em um cálculo simples, determinemos o peso de um objeto cuja massa é 1000 lb em um local onde aceleração da gravidade é 32,0 ft/s². Substituindo os valores na Eq. 2.1 e utilizando a Eq. 2.5 como um fator de *conversão de unidade*, temos

$$F = mg = (1000 \text{ lb})\left(32{,}0 \frac{\text{ft}}{\text{s}^2}\right)\left|\frac{1 \text{ lbf}}{32{,}1740 \text{ lb} \cdot \text{ft/s}^2}\right| = 994{,}59 \text{ lbf}$$

Esse cálculo ilustra que a libra-força é uma unidade de força diferente da libra-massa, uma unidade de massa. ▲

* E em boa parte de países de língua inglesa. (N.E.)

Uma outra unidade de massa é listada na Tabela 2.3. Ela é o *slug*, que é definido como a quantidade de massa que seria acelerada a uma taxa de 1 ft/s² sob a ação de uma força de 1 lbf. Com a segunda lei de Newton, Eq. 2.1, temos

$$1 \text{ lbf} = (1 \text{ slug})(1 \text{ ft/s}^2) = 1 \text{ slug} \cdot \text{ft/s}^2 \tag{2.6}$$

Comparando as Eqs. 2.5 e 2.6, a relação entre slug e libra-massa é

$$1 \text{ slug} = 32{,}1740 \text{ lb} \tag{2.7}$$

Por Exemplo... para mostrar o uso do slug, vamos determinar o peso, em lbf, de um objeto cuja massa é 10 slug em um local onde a aceleração da gravidade é 32,0 ft/s². Substituindo os valores na Eq. 2.1 e utilizando a Eq. 2.6 como um fator de *conversão de unidade*, temos

$$F = mg = (10 \text{ slug})\left(32{,}0 \frac{\text{ft}}{\text{s}^2}\right)\left|\frac{1 \text{ lbf}}{1 \text{ slug} \cdot \text{ft/s}^2}\right| = 320 \text{ lbf} \;\blacktriangle$$

ATUALIZAÇÃO DA METODOLOGIA

Devido à sua aceitação global e conveniência intrínseca, o sistema SI é utilizado ao longo deste livro. Além disso, reconhecendo a prática comum nos Estados Unidos, as unidades listadas na Tabela 2.3 também serão utilizadas seletivamente. Em particular, a libra-massa é utilizada na parte da termodinâmica do livro (Caps. 2-10) e o slug na parte da mecânica dos fluidos (Caps. 11-14). Quando a libra-massa for a unidade de massa escolhida, as entradas da Tabela 2.3 são denominadas *unidades inglesas*. Quando o slug for a unidade de massa escolhida, as entradas da Tabela 2.3 são denominadas unidades *gravitacionais britânicas*. Esses termos fazem parte do jargão da engenharia de sistemas térmicos com os quais você deve se familiarizar.

2.4 Duas Propriedades Mensuráveis: Volume Específico e Pressão

Três propriedades intensivas, que são particularmente importantes na engenharia de sistemas térmicos, são volume específico, pressão e temperatura. Serão considerados nesta seção o volume específico e a pressão. A temperatura é tema da Seção 2.5.

2.4.1 Volume Específico

Da perspectiva macroscópica, a descrição da matéria é simplificada quando se considera que ela é uniformemente distribuída ao longo de uma região. Essa idealização, conhecida como hipótese de *meio contínuo*, é utilizada neste livro.

Quando as substâncias podem ser tratadas como meios contínuos, é possível falar de suas propriedades termodinâmicas intensivas "em um ponto". Então, em qualquer instante, a massa específica ρ em um ponto é definida como

$$\rho = \lim_{V \to V'} \left(\frac{m}{V}\right) \tag{2.8}$$

onde V' é o menor volume para o qual existe um valor definido da razão. O volume V' contém partículas suficientes para a média estatística ser significativa. Ele é o menor volume para o qual a matéria pode ser considerada um meio contínuo e é normalmente pequeno o suficiente para ser considerado um "ponto". Com a massa específica definida pela Eq. 2.8, a massa específica pode ser descrita matematicamente como uma função contínua da posição e do tempo.

A massa específica, ou massa local por unidade de volume, é uma propriedade intensiva que pode variar de ponto a ponto dentro de um sistema. Assim, a massa associada a um dado volume V é determinada em princípio pela integração

$$m = \int_V \rho \, dV \tag{2.9}$$

e *não* simplesmente como o produto da massa específica e volume.

volume específico

O ***volume específico*** υ é definido como o inverso da massa específica, $\upsilon = 1/\rho$. Ele é o volume por unidade de massa. Assim como a massa específica, o volume específico é uma propriedade intensiva e pode

variar de ponto a ponto. As unidades do SI para massa específica e volume específico são kg/m^3 e m^3/kg, respectivamente. Entretanto, elas também são freqüentemente representadas como g/cm^3 e cm^3/g, respectivamente. Outras unidades utilizadas para a massa específica e volume específico neste texto são lb/ft^3 e ft^3/lb, respectivamente. Na parte do livro sobre mecânica dos fluidos, a massa específica também é dada em $slug/ft^3$.

Em certas aplicações é conveniente representar as propriedades como um volume específico na *base molar* em vez de na base de massa. A quantidade de uma substância pode ser dada na ***base molar*** em função de quilomol (kmol) ou libra-mol (lbmol), conforme apropriado. Nos dois casos usamos

base molar

$$n = \frac{m}{M} \tag{2.10}$$

O número de quilomoles de uma substância, n, é obtido dividindo a massa, m, em quilogramas pelo peso molecular, M, em kg/kmol. Analogamente, o número de libras-moles, n, é obtido dividindo a massa m, em libra-massa pelo peso molecular M, em lb/lbmol.

As Tabelas T-1 e T-1E do Apêndice fornecem os pesos moleculares de diversas substâncias.

Em termodinâmica, indicamos que uma propriedade está na base molar através da colocação de uma barra sobre seu símbolo. Então, $\bar{v}$ significa o volume por kmol ou lbmol, conforme apropriado. Neste livro, as unidades utilizadas para $\bar{v}$ são $m^3/kmol$ e $ft^3/lbmol$. Com a Eq. 2.10, a relação entre $\bar{v}$ e v é

$$\bar{v} = Mv \tag{2.11}$$

onde M é o peso molecular em kg/kmol ou lb/lbmol, conforme apropriado.

2.4.2 PRESSÃO

A seguir, introduzimos o conceito de pressão sob o ponto de vista de meio contínuo. Iniciamos considerando uma pequena área A associada a um ponto em um fluido em repouso. O fluido em um lado desta área exerce uma força de compressão que é normal à área, F_{normal}. Uma força igual, mas diretamente oposta, é exercida pelo fluido sobre o outro lado da área. Para um fluido em repouso, nenhuma outra força, além dessas, atua na área. A ***pressão*** p em um ponto específico é definida como o limite

pressão

$$p = \lim_{A \to A'} \left(\frac{F_{normal}}{A} \right) \tag{2.12}$$

onde A′ é a área no "ponto" com o mesmo sentido de limitação utilizado na definição de massa específica. A pressão é a mesma para todas as orientações de A′ em torno do ponto. Isso é uma conseqüência do equilíbrio de forças atuando sobre um elemento de volume na vizinhança desse ponto. Entretanto, a pressão pode variar de ponto a ponto dentro de um fluido em repouso. Exemplos são a variação de pressão atmosférica com a altura e a variação de pressão com a profundidade em oceanos, lagos e outros corpos de água.

UNIDADES DE PRESSÃO

A unidade de pressão no SI é o pascal.

$$1 \text{ pascal} = 1 \text{ N/m}^2$$

Entretanto, neste livro é conveniente trabalhar com múltiplos do pascal: o kPa, o bar e o MPa.

$$\begin{aligned} 1 \text{ kPa} &= 10^3 \text{ N/m}^2 \\ 1 \text{ bar} &= 10^5 \text{ N/m}^2 \\ 1 \text{ MPa} &= 10^6 \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

Outras unidades comumente utilizadas para pressão são libra-força por pé quadrado, lbf/ft^2, e libra-força por polegada quadrada, lbf/in^2. Embora a pressão atmosférica da Terra varie com o local, um valor padrão de referência pode ser definido e utilizado para representar outras pressões:

$$1 \text{ atmosfera padrão (atm)} = \begin{cases} 1{,}01325 \times 10^5 \text{ N/m}^2 \\ 14{,}696 \text{ lbf/in}^2 \end{cases} \tag{2.13}$$

pressão absoluta

A pressão, aqui discutida, é chamada ***pressão absoluta***. Em termodinâmica, o termo pressão refere-se à pressão absoluta a menos que explicitamente seja estabelecido o contrário. Para discussões adicionais sobre pressão, incluindo instrumentos de medição, veja o Cap. 11.

2.5 Medição de Temperatura

Nesta seção, a propriedade intensiva temperatura será considerada juntamente com as maneiras de mensurá-la. Tal como a força, o conceito de temperatura origina-se das nossas percepções sensoriais. Ele encontra-se enraizado nas noções de "quentura" ou "frieza" de um corpo. Utilizamos o nosso sentido de tato para distinguir corpos quentes de corpos frios e agrupá-los em ordem de "quentura", decidindo que 1 é mais quente do que 2, 2 mais do que 3 e assim sucessivamente. No entanto por mais sensível que seja o corpo humano, não somos capazes de medir essa sensação de forma precisa. Dessa forma, os termômetros e as escalas de temperatura têm sido elaborados para medir essa grandeza.

2.5.1 Equilíbrio Térmico e Temperatura

É difícil estabelecer uma definição de temperatura em termos de conceitos que sejam definidos independentemente ou aceitos como básicos. Entretanto, é possível encontrar para um objeto o entendimento de *igualdade* de temperatura utilizando o fato de que quando a temperatura de um corpo muda, outras propriedades também mudam.

Para ilustrar isso, considere dois blocos de cobre e suponha que nosso sentido nos diga que um está mais quente do que o outro. Se os blocos fossem colocados em contato e isolados de sua vizinhança, eles iriam interagir de uma forma que pode ser descrita como uma *interação de calor*. Durante essa interação, seria observado que o volume do bloco mais quente diminuiria com o tempo, enquanto o volume do bloco frio aumentaria com o tempo. Em um certo ponto, nenhuma mudança adicional no volume poderia ser observada e os blocos quando sujeitos ao tato produziriam a mesma sensação térmica.

Do mesmo modo, poderíamos ser capazes de observar que a resistência elétrica do bloco mais quente diminui com o tempo e que a do bloco frio aumenta com o tempo; por fim as resistências elétricas se tornariam constantes também. Quando todas as mudanças nas propriedades observáveis cessam, a interação termina. Os dois blocos encontram-se então em ***equilíbrio térmico***. Considerações como essas nos conduzem à conclusão de que os blocos possuem uma propriedade física que determina se eles estão em equilíbrio térmico. Essa propriedade é denominada ***temperatura***, e podemos postular que, quando dois blocos estão em equilíbrio térmico, suas temperaturas são iguais. Um processo que ocorre a uma temperatura constante é chamado ***processo isotérmico***.

equilíbrio térmico

temperatura

processo isotérmico

2.5.2 Termômetros

propriedade termométrica

Qualquer corpo com pelo menos uma propriedade mensurável, que muda conforme muda sua temperatura, pode ser utilizado como termômetro. Essa propriedade é chamada ***propriedade termométrica***. A substância particular que exibe mudanças na propriedade termométrica é conhecida como substância *termométrica*.

Um dispositivo familiar para a medição de temperatura é o termômetro de bulbo, mostrado na Fig. 2.5, que consiste em um tubo capilar de vidro conectado a um bulbo cheio de um líquido, como o álcool, e selado na outra extremidade. O espaço acima do líquido é ocupado pelo vapor do líquido ou por um gás inerte. Conforme a temperatura aumenta, o líquido se expande em volume e sobe no capilar. O comprimento do líquido L no capilar depende da temperatura. Dessa forma, o líquido é a substância termométrica e L é a propriedade termométrica. Embora esse tipo de termômetro seja utilizado comumente para medições rotineiras de temperatura, ele não é indicado para aplicações nas quais uma extrema precisão é necessária. Vários outros tipos de termômetros são elaborados para fornecer medições de temperatura precisas.

Figura 2.5 Termômetro de bulbo.

O princípio de funcionamento dos sensores conhecidos como *termopares* se baseia no fato de que quando dois metais diferentes são unidos, uma força eletromotriz (fem), que é essencialmente uma função da temperatura, irá existir em um circuito. Em certos termopares, um fio do termopar é de platina com uma pureza especificada e o outro uma liga de platina e ródio. Os termopares também utilizam cobre e constantan (uma liga de cobre e níquel), aço e constantan, bem como diversos outros pares de materiais.

Os sensores eletrorresistivos constituem outra importante classe de instrumentos de medição de temperatura. O princípio de funcionamento desses sensores se baseia no fato de que a resistência elétrica de diversos materiais varia de forma previsível com a temperatura. Os materiais utilizados para essa finalidade são nor-

malmente condutores (como platina, níquel ou cobre) ou semicondutores. Os dispositivos que utilizam condutores são conhecidos como *detectores de temperatura resistivos*, e os tipos semicondutores são denominados *termistores*. Vários instrumentos medem a temperatura por detecção de radiação. Eles são conhecidos como *termômetros de radiação* e *pirômetros ópticos*. Esses tipos de termômetros diferem daqueles antes considerados porque não atuam em contato com o corpo do qual a temperatura deve ser determinada, uma vantagem quando lidamos com objetos em movimento ou corpos a temperaturas extremamente elevadas. Todos esses sensores de temperatura podem ser utilizados juntamente com aquisição automática de dados.

2.5.3 Escala Kelvin

Os meios empíricos de medição de temperatura, como os considerados na Seção 2.5.2, têm limitações inerentes. ***Por Exemplo...*** a tendência de o líquido congelar em um termômetro de bulbo a baixas temperaturas impõe o limite inferior da faixa de temperaturas que podem ser medidas. A altas temperaturas os líquidos se vaporizam, conseqüentemente essas temperaturas também não podem ser determinadas por termômetros de bulbo. Dessa forma, tornam-se necessários diversos termômetros *diferentes* para cobrir um amplo intervalo de temperatura. ▲

Em vista das limitações dos meios empíricos de medição de temperatura, é desejável possuir um método para medir valores de temperaturas que não dependam das propriedades de uma substância em particular ou classes de substâncias. Essa escala é denominada escala termodinâmica de *temperatura*. A ***escala Kelvin*** é uma escala termodinâmica de temperatura absoluta que fornece uma definição contínua de temperatura, válida sobre todas as faixas de temperatura. Medições empíricas da temperatura, com diferentes termômetros, podem ser relacionadas à escala Kelvin.

escala Kelvin

Para desenvolver a escala Kelvin, é necessário o uso do princípio da conservação da energia e da segunda lei da termodinâmica; assim, maiores explanações serão efetuadas na Seção 6.4.1, após esses princípios terem sido apresentados. Porém, adiantamos aqui que a escala Kelvin tem um mínimo de 0 K, e temperaturas inferiores a essa não são definidas.

2.5.4 Escalas Celsius, Rankine e Fahrenheit

As escalas de temperatura são definidas por um valor numérico atribuído a um *ponto fixo padrão*. Por acordo internacional, o ponto fixo padrão é o facilmente reproduzível ***ponto triplo*** da *água*: o estado de equilíbrio entre vapor, gelo e água líquida (Seção 4.2). Por conveniência, a temperatura para esse ponto fixo padrão é definida como 273,16 kelvins, abreviada para 273,16 K. Isso cria o intervalo de temperatura desde o *ponto de solidificação*[1] (273,15 K) até o *ponto de ebulição*[2] igual a 100 K, estando, portanto, em concordância com a escala Celsius que atribui 100 graus Celsius para ele.

ponto triplo

A ***escala Celsius de temperatura*** (anteriormente chamada de escala centígrada) utiliza a unidade graus Celsius (°C), que possui a mesma grandeza da kelvin. Portanto, as *diferenças* de temperatura são idênticas nas duas escalas. No entanto, o ponto zero na escala Celsius é deslocado para 273,15 K, conforme mostrado pela seguinte relação entre a temperatura Celsius e a temperatura Kelvin:

escala Celsius

$$T(^{\circ}\mathrm{C}) = T(\mathrm{K}) - 273{,}15 \tag{2.14}$$

A partir dessa equação pode ser observado que na escala Celsius o ponto triplo da água é 0,01°C e que 0 K corresponde a −273,15°C.

Duas outras escalas de temperaturas são comuns nos Estados Unidos. Por definição, a ***escala Rankine***, cuja unidade é o grau rankine (°R), é proporcional à temperatura Kelvin de acordo com

escala Rankine

$$T(^{\circ}\mathrm{R}) = 1{,}8\ T(\mathrm{K}) \tag{2.15}$$

Conforme evidenciado pela Eq. 2.15, a escala Rankine é também uma escala termodinâmica absoluta com um zero absoluto que coincide com o zero absoluto da escala Kelvin. Nas relações termodinâmicas, a temperatura é sempre em função das escalas Kelvin ou Rankine, a menos que se especifique o contrário.

[1] O estado de equilíbrio entre gelo e vapor de água saturado a uma pressão de 1 atm.

[2] O estado de equilíbrio entre vapor e água líquida a uma pressão de 1 atm.

escala Fahrenheit

Um grau de mesma magnitude que o da escala Rankine é utilizado na ***escala Fahrenheit***, mas o ponto zero é deslocado conforme a relação

$$T(^\circ F) = T(^\circ R) - 459{,}67 \tag{2.16}$$

Substituindo as Eqs. 2.14 e 2.15 na Eq. 2.16, segue que

$$T(^\circ F) = 1{,}8T(^\circ C) + 32 \tag{2.17}$$

Essa equação mostra que a temperatura do ponto de gelo (0°C) em Fahrenheit é 32°F e o ponto de vaporização (100°C) é 212°F. Cem graus Celsius ou Kelvin entre o ponto de gelo e o ponto de vapor correspondem a 180 graus Fahrenheit ou Rankine.

ATUALIZAÇÃO DA METODOLOGIA

Quando efetuando cálculos de engenharia, é comum arredondarmos os últimos números na Eq. 2.14 e 2.16 para 273 e 460, respectivamente. Isso é feito freqüentemente nas próximas seções do livro.

2.6 Metodologia para Resolução de Problemas

Um dos principais objetivos deste livro é ajudar você a aprender como resolver problemas de engenharia que envolvam os princípios dos sistemas térmicos de engenharia. Para essa finalidade, inúmeros exemplos resolvidos e problemas são fornecidos no fim do capítulo. É extremamente importante que você estude os exemplos *e* resolva os problemas, para dominar os fundamentos que advêm somente pela prática.

Para maximizar os resultados de seus esforços é necessário desenvolver uma abordagem sistemática. Você deve pensar cuidadosamente sobre a sua solução e evitar a tentação de iniciar os problemas *pelo meio* escolhendo a equação aparentemente apropriada, substituindo os números e "obtendo" rapidamente um resultado em sua calculadora. Essa falta de organização na abordagem da resolução de um problema pode levar a dificuldades à medida que os problemas se tornem mais complicados. Dessa forma, recomendamos enfaticamente que a solução do problema seja organizada utilizando os passos abaixo, conforme apropriado. Os exemplos resolvidos neste livro ilustram essa abordagem de procedimento.

Dados: Enuncie de forma concisa com suas próprias palavras o que é conhecido. Isso requer que você leia o problema cuidadosamente *e* pense sobre ele.

Determinar: Enuncie concisamente a análise é mais apropriada, com suas próprias palavras, o que deve ser encontrado.

Esquema e Dados Fornecidos: Desenhe um esboço do sistema a ser considerado. Decida se um sistema fechado ou um volume de controle é apropriado para a análise e então identifique a fronteira cuidadosamente. Adicione ao diagrama informações relevantes do enunciado do problema. Liste todos os dados de propriedades que você possui. Quando conveniente, esboce os diagramas das propriedades (veja Seção 4.2), localizando pontos-chave e indicando, se possível, os processos executados pelo sistema.

A importância de bons esboços do sistema e diagramas de propriedades não pode ser supervalorizada. Eles são muitas vezes apenas instrumentos que permitem a você pensar sobre o problema de forma mais clara.

Hipóteses: De modo a relatar a maneira pela qual você modela um problema, liste todas as hipóteses simplificadoras e idealizações efetuadas a fim de tornar o modelo viável. Algumas vezes essas informações também podem ser adicionadas aos esboços do passo anterior.

Propriedades: Resuma os valores das propriedades que você previu como necessários para os cálculos subseqüentes e identifique a fonte da qual eles foram obtidos.

Análise: Reduza as equações apropriadas e relações que irão produzir os resultados desejados, utilizando suas hipóteses e idealizações.

É recomendável trabalhar com equações na forma de símbolos o máximo possível, antes da substituição dos dados numéricos. Quando as equações forem reduzidas à forma final, verifique-as para determinar que dados adicionais podem ser necessários. Identifique as tabelas, gráficos ou equações de propriedades que forneçam os valores necessários.

Quando todas as equações e dados estiverem disponíveis, substitua os valores numéricos nas equações. Verifique cuidadosamente se o conjunto de unidades consistente e apropriado está sendo empregado. Então, efetue os cálculos necessários. Finalmente, se as magnitudes dos valores numéricos são razoáveis e se os sinais algébricos associados com os valores numéricos estão corretos.

Comentários: Os exemplos resolvidos dados neste livro são freqüentemente comentados com o intuito de ajudar o aprendizado, incluindo comentário sobre o que foi aprendido e identificando aspectos-chave da solução. Você é forçado a comentar seus resultados. Essa discussão pode incluir um resumo das conclusões-chave, uma crítica das hipóteses originais e uma inferência das tendências obtidas pela execução adicional de cálculos do tipo *e se* e de *sensibilidade de parâmetros*.

A importância de seguir esses passos não deve ser subestimada. Eles fornecem um guia útil para o entendimento acerca de um problema antes de efetuar sua solução. Naturalmente, à medida que uma solução particular se desenvolve, talvez você precise retornar a um passo anterior e revisá-lo à luz de um melhor entendimento do problema. Por exemplo, pode ser necessário adicionar ou excluir uma hipótese, revisar um esboço, determinar dados de propriedades adicionais, e assim por diante.

O exemplo seguinte ilustra o uso dessa metodologia de solução juntamente com os importantes conceitos introduzidos previamente.

EXEMPLO 2.1

IDENTIFICANDO AS INTERAÇÕES ENTRE SISTEMAS

Um gerador elétrico a turbina eólica é montado no topo de uma torre. A eletricidade é gerada à medida que o vento incide constantemente nas pás da turbina. A saída elétrica do gerador alimenta uma bateria de armazenamento.

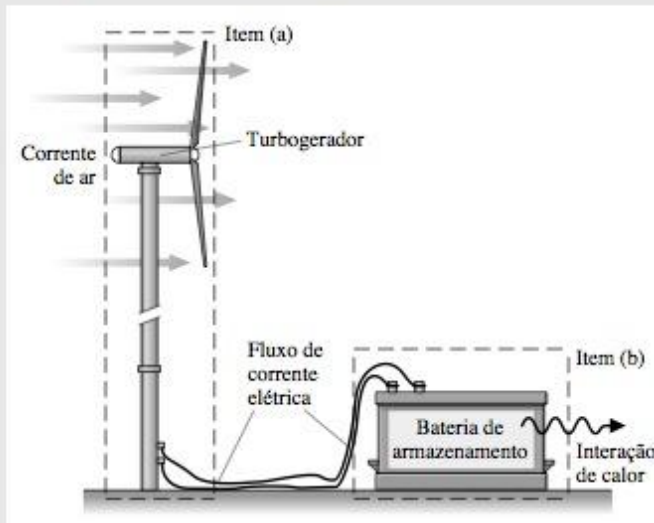
(a) Considerando apenas o gerador elétrico a turbina eólica como o sistema, identifique locais na fronteira do sistema onde se dão as interações com a vizinhança. Descreva as mudanças que ocorrem no interior do sistema com o tempo.

(b) Repita o problema considerando um sistema que inclua somente a bateria de armazenamento.

Solução

Dados: Um gerador elétrico a turbina eólica fornece eletricidade para uma bateria de armazenamento.

Determinar: Para um sistema consistindo em (a) gerador elétrico a turbina eólica e (b) bateria de armazenamento, identifique os locais onde o sistema interage com sua vizinhança e descreva as mudanças que ocorrem no interior do sistema com o tempo.

Esquema e Dados Fornecidos:

Hipóteses:

1. No item (a), o sistema é o volume de controle mostrado na figura por linhas tracejadas.

2. No item (b), o sistema é o sistema fechado mostrado na figura por linhas tracejadas.

3. A velocidade do vento é constante.

Figura E2.1

❶ ***Análise:*** **(a)** Neste caso o ar escoa através da fronteira do volume de controle. Uma outra interação principal entre o sistema e a vizinhança é a corrente elétrica que passa pelos fios. Entretanto, sob a perspectiva macroscópica, tal interação não é considerada uma transferência de massa. Com um vento uniforme, a turbina do gerador possivelmente atingirá um regime de operação estacionário, em que a velocidade de rotação das pás é constante e uma corrente elétrica constante será gerada. Uma interação também ocorre entre a torre do turbogerador e o chão: uma força e um momento são necessários para manter a torre ereta.

(b) A principal interação entre o sistema e sua vizinhança é a corrente elétrica que passa para a bateria através dos fios. Conforme observado no item (a), essa interação não é considerada uma transferência de massa. O sistema é um sistema fe-

chado. À medida que a bateria é carregada e ocorrem reações químicas dentro dela, a temperatura da superfície da bateria pode se tornar um pouco elevada e uma interação térmica pode ocorrer entre a bateria e sua vizinhança. Essa interação possivelmente será considerada de importância secundária.

❶ Utilizando as palavras do Cap. 1, o sistema do item (a) envolve a *conversão* da energia cinética em eletricidade, enquanto o sistema do item (b) envolve o *armazenamento* de energia na bateria.

2.7 Resumo do Capítulo e Guia de Estudo

sistema fechado
volume de controle
fronteira
vizinhança
propriedade
propriedade extensiva
propriedade intensiva
estado
processo
ciclo termodinâmico
fase
substância pura
equilíbrio
pressão
volume específico
temperatura
processo isotérmico
escala Kelvin
escala Rankine

Neste capítulo, introduzimos alguns dos conceitos fundamentais e definições utilizadas em termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor. Um aspecto importante da análise de engenharia é identificar sistemas fechados e volumes de controle apropriados e descrever o comportamento do sistema em função das propriedades e processos. Três propriedades importantes discutidas neste capítulo são volume específico, pressão e temperatura.

Neste livro, consideramos sistemas em estados de equilíbrio e sistemas submetidos a processos. Estudamos processos durante os quais os estados intermediários não são estados de equilíbrio bem como processos em quase-equilíbrio durante os quais o desvio do equilíbrio é desprezível.

Nas Tabelas 2.1 e 2.3, introduzimos o SI e outras unidades para massa, comprimento, tempo e força. Você precisará familiarizar-se com essas unidades à medida que utiliza este livro. O capítulo encerra com a discussão de como resolver sistematicamente os problemas.

A lista de verificação constante na margem é um guia de estudo para este capítulo. Quando você terminar seu estudo do livro e os exercícios do fim do capítulo, você deverá ser capaz de:

- descrever os significados dos termos listados nas margens ao longo do capítulo e de entender cada um dos conceitos relacionados. O subconjunto de termos-chave listados aqui na margem é de particular importância para os capítulos subseqüentes;
- identificar uma fronteira apropriada do sistema e descrever as interações entre o sistema e sua vizinhança;
- utilizar unidades apropriadas para massa, comprimento, tempo, força e temperatura e aplicar apropriadamente a segunda lei de Newton e as Eqs. 2.14-2.17;
- trabalhar em uma base molar usando as Eqs. 2.10 e 2.11;
- aplicar a metodologia de solução de problemas discutida na Seção 2.6.

PROBLEMAS

Explorando os Conceitos de Sistemas

2.1 Com referência às Figs. 2.1 e 2.2, identifique posições na fronteira de cada sistema onde há interações com a vizinhança.

2.2 Conforme ilustrado na Fig. P2.2, a corrente elétrica proveniente de uma bateria coloca em funcionamento um motor elétrico. O eixo do motor é conectado a um conjunto polia-massa que eleva a massa. Considerando o motor como o sistema, identifique os locais na fronteira onde o sistema interaja com sua vizinhança e descreva as mudanças que ocorrem com o sistema ao longo do tempo. Repita a análise para um sistema aumentado, que inclua também a bateria e o conjunto polia-massa.

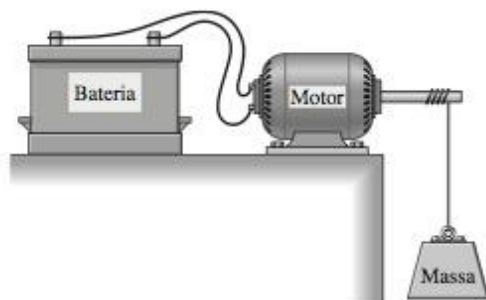



Figura P2.2

2.3 Conforme mostrado na Fig. P2.3, a água circula entre um tanque de armazenamento e um coletor solar. A água aquecida do tanque é utilizada para fins domésticos. Considerando o coletor solar como um sistema, identifique os locais na fronteira do sistema onde o sistema interage com sua vizinhança e descreva os eventos que ocorrem dentro do sistema. Repita o problema para um sistema aumentado que inclua o tanque de armazenamento e a tubulação de interconexão.

2.4 Conforme mostrado na Fig. P2.4, o vapor escoa através de uma válvula conectada em série a uma turbina. A turbina aciona um gerador elétrico. Considerando a válvula e a turbina como um sistema, identifique os locais na fronteira onde o sistema interage com sua vizinhança e descreva os eventos que

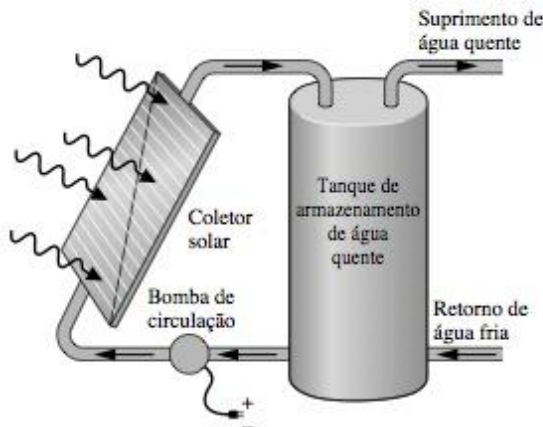



Figura P2.3

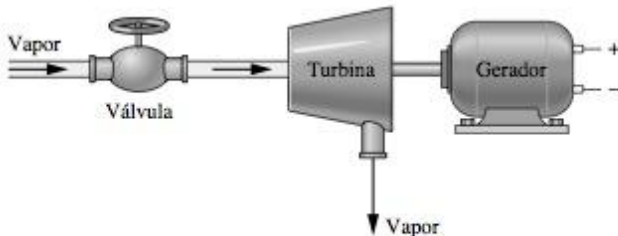



Figura P2.4

ocorrem dentro do sistema. Repita a análise para um sistema aumentado que inclua o gerador.

2.5 Conforme mostrado na Fig. P2.5, a água para uma mangueira de incêndio é extraída de um lago através de uma bomba acionada por um motor a gasolina. Considerando a bomba como um sistema, identifique locais na fronteira do sistema onde ele interage com sua vizinhança e descreva os eventos que ocorrem dentro do sistema. Repita a análise para um sistema aumentado que inclua a mangueira e o bocal.

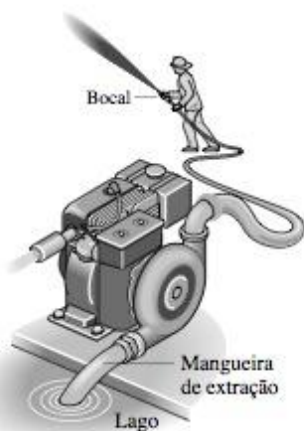



Figura P2.5

2.6 Um sistema consiste em água líquida em equilíbrio com uma mistura gasosa de ar e vapor d'água. Quantas fases estão presentes? O sistema consiste em uma substância pura? Explique. Repita a análise para um sistema composto de gelo e água líquida em equilíbrio com uma mistura gasosa de ar e vapor d'água.

2.7 Um sistema é composto de oxigênio líquido em equilíbrio com vapor de oxigênio. Quantas fases estão presentes? O sistema é submetido a um processo durante o qual uma parcela do líquido é vaporizada. O sistema pode ser considerado como sendo uma substância pura durante o processo? Explique.

2.8 Um sistema constituído de água líquida é submetido a um processo. Ao fim do processo, uma parcela da água líquida se solidificou e o sistema contém água líquida e gelo. O sistema pode ser considerado uma substância pura durante o processo? Explique.

2.9 Um prato com água líquida é colocado sobre uma mesa em um espaço. Após um certo tempo, toda a água evapora. Considerando a água e o ar como um sistema fechado, o sistema pode ser considerado como uma substância pura *durante* o processo? E *após* o processo ser finalizado? Discuta.

FORÇA E MASSA

2.10 Um objeto possui uma massa de 20 kg. Determine seu peso, em N, em um local onde a aceleração da gravidade é 9,78 m/s^2.

2.11 Um objeto pesa 10 lbf em um local onde a aceleração da gravidade é 30,0 ft/s^2. Determine sua massa em lb e slug.

2.12 Um objeto cuja massa é 10 kg pesa 95 N. Determine:
(a) a aceleração local da gravidade, em m/s^2;
(b) a massa em kg e o peso em N, do objeto em um local onde $g = 9{,}81$ m/s^2.

2.13 Um objeto cuja massa é 10 lb pesa 9,6 lbf. Determine:
(a) a aceleração local da gravidade, em ft/s^2;
(b) a massa, em lb e em slug, e o peso em lbf, do objeto em um local onde $g = 32{,}2$ ft/s^2.

2.14 Um gás ocupando um volume de 25 ft^3 pesa 3,5 lbf na Lua, onde a aceleração da gravidade é 5,47 ft/s^2. Determine seu peso, em lbf e a massa específica em lb/ft^3, em Marte, onde $g = 12{,}86$ ft/s^2.

2.15 Os pesos atômico e molecular de algumas substâncias de uso corrente estão listados nas Tabelas T-1 e T-1E do Apêndice. Utilizando os dados da tabela apropriada, determine:
(a) a massa, em kg, de 20 kmol de cada uma das seguintes substâncias: ar, C, H_2O e CO_2;
(b) o número de lbmol em 50 lb de cada uma das seguintes substâncias: H_2, N_2, NH_3 e C_3H_8.

2.16 Um instrumento simples de medida de aceleração da gravidade emprega uma mola *linear* por meio da qual uma massa é suspensa. Em um local da Terra onde a aceleração da gravidade é 32,174 ft/s^2, a mola se distende 0,291 in. Se a mola se distende 0,116 in, quando o instrumento está em Marte, qual é a aceleração da gravidade marciana? Quanto a mola distenderia na Lua, onde $g = 5{,}471$ ft/s^2?

2.17 Um sistema fechado consiste em 0,5 lbmol de água líquida e ocupa um volume de 0,145 ft^3. Determine o peso do sistema, em lbf, e a massa específica média, em lb/ft^3 e em slug/ft^3, em um local onde a aceleração da gravidade é $g = 30{,}5$ ft/s^2.

2.18 O peso de um objeto em um veículo espacial em órbita é de 42 N, baseado na aceleração gravitacional artificial de 6 m/s². Qual é o peso do objeto, em N, na Terra, onde $g = 9{,}81$ m/s²?

2.19 O tanque de armazenamento de uma torre de água possui a forma aproximadamente esférica com um raio de 30 ft. Se a massa específica da água é 62,4 lb/ft³, qual é a massa de água armazenada na torre, em lb, quando o tanque está cheio? Qual é o peso, em lbf, da água, se a aceleração local da gravidade for 32,1 ft/s²?

VOLUME ESPECÍFICO, PRESSÃO

2.20 Um balão esférico possui um diâmetro de 10 ft. O volume específico médio do ar no seu interior é 15,1 ft³/lb. Determine o peso do ar, em lbf, em um local onde $g = 31{,}0$ ft/s².

2.21 Cinco quilos de gás metano são fornecidos para um cilindro de volume de 20 m³ e inicialmente contendo 25 kg de metano à pressão de 10 bar. Determine o volume específico, em m³/kg, de metano no cilindro inicialmente. Repita este cálculo após a adição de 5 kg.

2.22 Um sistema fechado contendo 2 kg de um gás é submetido a um processo durante o qual a relação entre a pressão e o volume específico é $pv^{1,3}$ = constante. O processo se inicia com $p_1 = 1$ bar, $v_1 = 0{,}5$ m³/kg e termina com $p_2 = 0{,}25$ bar. Determine o volume final, em m³, e represente graficamente o processo em um diagrama de pressão *versus* volume específico.

2.23 Um sistema fechado consistindo em 1 lb de um gás é submetido a um processo durante o qual a relação entre pressão e volume é pV^n = constante. O processo se inicia com $p_1 = 20$ lbf/in², $V_1 = 10$ ft³ e termina com $p_2 = 100$ lbf/in². Determine o volume final, em ft³, para cada um dos seguintes valores da constante n: 1, 1,2, 1,3 e 1,4. Represente graficamente cada um dos processos em um diagrama de pressão *versus* volume.

2.24 Um sistema consiste em ar em uma montagem pistão-cilindro, inicialmente a $p_1 = 20$ lbf/in², e ocupa um volume de 1,5 ft³. O ar é comprimido para $p_2 = 100$ lbf/in² e o volume final é de 0,5 ft³. Durante o processo, a relação entre a pressão e o volume é linear. Determine a pressão, em lbf/in², em um estado intermediário onde o volume é de 1,2 ft³ e esboce o processo em um gráfico de pressão *versus* volume.

2.25 Um gás inicialmente a $p_1 = 1$ bar e ocupando um volume de 1 litro é comprimido dentro de uma montagem pistão-cilindro para uma pressão final $p_2 = 4$ bar.

(a) Se a relação entre a pressão e o volume durante a compressão for pV = constante, determine o volume, em litros, para uma pressão de 3 bar. Represente também o processo global em um gráfico de pressão *versus* volume.

(b) Repita a análise para uma relação linear entre a pressão e o volume para os mesmos estados finais.

2.26 Um gás contido dentro de uma montagem pistão-cilindro submetido a um ciclo termodinâmico, consiste em três processos:

Processo 1-2: Compressão com pV = constante de $p_1 = 1$ bar, $V_1 = 1{,}0$ m³ para $V_2 = 0{,}2$ m³

Processo 2-3: Expansão a pressão constante para $V_3 = 1{,}0$ m³

Processo 3-1: Volume constante

Esboce o ciclo em um diagrama $p-V$ indicando os valores de pressão e volume para cada estado enumerado.

TEMPERATURA

2.27 Converta as seguintes temperaturas de °C para °F:
(a) 21°C, **(b)** −17,78°C, **(c)** −50°C, **(d)** 300°C, **(e)** 100°C, **(f)** −273,15°C. Converta cada temperatura para °R.

2.28 Converta as seguintes temperaturas de °F para °C:
(a) 212°F, **(b)** 68°F, **(c)** 32°F, **(d)** 0°F, **(e)** −40°F, **(f)** −459,67°F. Converta cada temperatura para K.

2.29 Duas medições de temperaturas são efetuadas com um termômetro em escala Celsius. Mostre que a *diferença* entre duas leituras poderia ser a mesma se as temperaturas fossem convertidas para a escala Kelvin.

2.30 Em um dia de inverno no Hemisfério Norte, o termômetro digital caseiro fornece a mesma leitura externa em °C e em °F. Qual é essa leitura? Forneça essa leitura em K e °R.

2.31 Uma nova escala de temperatura absoluta é proposta. Nessa escala, o ponto de congelamento da água é 150°S e o ponto de vaporização é 300°S. Determine as temperaturas em °C que correspondam a 100° e 400°S, respectivamente. Qual é a razão da medida °S para kelvin?

2.32 Conforme mostrado na Fig. P2.32, um tubo de água de pequeno diâmetro passa através de uma parede externa com 6 in de espessura. Admitindo que as temperaturas variem linearmente de 68°F a 20°F com posição x através da parede, a água poderá congelar no tubo?

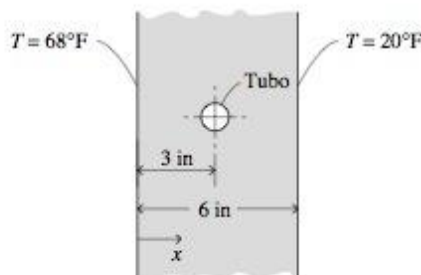



Figura P2.32

UTILIZANDO ENERGIA E A PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA

Introdução...

Energia é um conceito fundamental da Termodinâmica e um dos aspectos mais significativos de análise em engenharia. Neste capítulo discutiremos a energia e e desenvolveremos equações para a aplicação do princípio da conservação de energia. Esta apresentação é limitada a sistemas fechados. No Cap. 5 a discussão é estendida a volumes de controle.

Energia é uma noção familiar, e você já lida há muito com ela. Desenvolvemos neste capítulo diversos aspectos importantes do conceito de energia. Alguns deles são encontrados no Cap. 1. Uma idéia básica é a de que a energia pode ser *armazenada* nos sistemas sob várias formas. A energia também pode ser *convertida* de uma forma à outra e *transferida* entre os sistemas. Para sistemas fechados, a energia pode ser transferida por *trabalho* e *transferência de calor*. A quantidade total de energia é *conservada* em todas as transformações e transferências.

O ***objetivo*** deste capítulo é organizar essas idéias sobre energia de forma apropriada à análise da engenharia. A apresentação começa com uma revisão dos conceitos da energia da mecânica. O conceito termodinâmico da energia é então introduzido como uma extensão do conceito de energia da mecânica.

objetivo do capítulo

3.1 REVISANDO OS CONCEITOS MECÂNICOS DE ENERGIA

Baseado nas contribuições de Galileu e outros, Newton formulou uma descrição geral dos movimentos dos objetos sob a influência de forças a eles aplicadas. As leis de Newton do movimento, que fornecem as bases para a mecânica clássica, conduzem aos conceitos de *trabalho, energia cinética* e *energia potencial* e estes levam a um conceito mais amplo de energia. Nesta seção, revisamos os conceitos mecânicos de energia.

3.1.1 ENERGIAS CINÉTICA E POTENCIAL

Considere um corpo de massa *m* que se move de uma posição, onde a intensidade de sua velocidade é V_1 e sua elevação é z_1, para outra, onde sua velocidade é V_2 e a elevação é z_2, sendo cada uma relativa a um sistema específico de coordenadas tal como a superfície da Terra. A grandeza $1/2\, mV^2$ é a ***energia cinética***, KE, do corpo. A *variação* da energia cinética, ΔKE, do corpo é

energia cinética

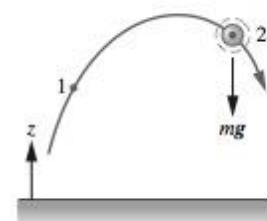
$$\Delta KE = KE_2 - KE_1 = \frac{1}{2}m(V_2^2 - V_1^2) \tag{3.1}$$

A energia cinética pode ser determinada conhecendo-se apenas o valor da massa do corpo e a magnitude da velocidade instantânea em relação a um sistema específico de coordenadas, sem se preocupar em como essa velocidade foi alcançada. Assim sendo, *a energia cinética é uma propriedade* do corpo. Uma vez que a energia cinética é associada ao corpo como um todo, ela é uma propriedade *extensiva*.

A grandeza *mgz* é a ***energia potencial gravitacional***, PE. A *variação* na energia potencial gravitacional, ΔPE, é

energia potencial gravitacional

$$\Delta PE = PE_2 - PE_1 = mg(z_2 - z_1) \tag{3.2}$$

A energia potencial é associada com a força da gravidade (Seção 2.3) e é, assim, um atributo formado pelo sistema comum ao corpo e pela Terra. Entretanto, avaliando a força da gravidade como *mg* permite-se que

a energia potencial gravitacional seja determinada para um valor específico de g conhecendo-se apenas a massa do corpo e sua elevação. Assim sendo, a energia potencial é considerada como uma *propriedade extensiva* do corpo.

Para determinar o valor da energia cinética ou da energia potencial de um sistema, é necessário considerar um referencial e especificar um valor para a grandeza nesse referencial. Os valores das energias cinética e potencial são então determinados em relação a essa escolha arbitrária de referencial e valor de referência. Entretanto, uma vez que apenas as *variações* nas energias cinética e potencial entre dois estados são necessárias, essas especificações arbitrárias de referência são canceladas.

Unidades. No SI, a unidade da energia é newton-metro, N · m, chamada Joule, J. Neste livro é conveniente utilizarmos quilo-joule, kJ. Outras unidades comumente utilizadas para energia são pé-libra força, ft · lbf, e a unidade térmica britânica, Btu.

Quando um sistema é submetido a um processo onde há variações nas energias cinética e potencial, deve-se tomar cuidado com as unidades, que precisam ser consistentes.

Por Exemplo... para ilustrar o uso apropriado das unidades no cálculo desses termos, considere um sistema com massa de 1 kg cuja velocidade aumenta de 15 m/s para 30 m/s enquanto sua elevação decresce 10 m em um lugar onde $g = 9{,}7\ \text{m/s}^2$. Então

$$\begin{aligned}
\Delta KE &= \frac{1}{2}m(V_2^2 - V_1^2) \\
&= \frac{1}{2}(1\ \text{kg})\left[\left(30\ \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 - \left(15\ \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2\right]\left|\frac{1\ \text{N}}{1\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}\right|\left|\frac{1\ \text{kJ}}{10^3\ \text{N}\cdot\text{m}}\right| \\
&= 0{,}34\ \text{kJ} \\
\Delta PE &= mg(z_2 - z_1) \\
&= (1\ \text{kg})\left(9{,}7\ \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)(-10\ \text{m})\left|\frac{1\ \text{N}}{1\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}\right|\left|\frac{1\ \text{kJ}}{10^3\ \text{N}\cdot\text{m}}\right| \\
&= -0{,}10\ \text{kJ}
\end{aligned}$$

Para um sistema com massa de 1 lb cuja velocidade aumenta de 50 ft/s para 100 ft/s enquanto sua elevação decresce 40 ft em um lugar onde $g = 32{,}0\ \text{ft/s}^2$, temos

$$\begin{aligned}
\Delta KE &= \frac{1}{2}(1\ \text{lb})\left[\left(100\ \frac{\text{ft}}{\text{s}}\right)^2 - \left(50\ \frac{\text{ft}}{\text{s}}\right)^2\right]\left|\frac{1\ \text{lbf}}{32{,}2\ \text{lb}\cdot\text{ft/s}^2}\right|\left|\frac{1\ \text{Btu}}{778\ \text{ft}\cdot\text{lbf}}\right| \\
&= 0{,}15\ \text{Btu} \\
\Delta PE &= (1\ \text{lb})\left(32{,}0\ \frac{\text{ft}}{\text{s}^2}\right)(-40\ \text{ft})\left|\frac{1\ \text{lbf}}{32{,}2\ \text{lb}\cdot\text{ft/s}^2}\right|\left|\frac{1\ \text{Btu}}{778\ \text{ft}\cdot\text{lbf}}\right| \\
&= -0{,}05\ \text{Btu}\ \blacktriangle
\end{aligned}$$

3.1.2 Trabalho na Mecânica

Na mecânica, quando um corpo movendo-se ao longo de uma trajetória sofre a ação de uma força resultante que pode variar de intensidade de uma posição a outra ao longo da trajetória, o trabalho da força é escrito como o produto escalar do vetor força **F** pelo vetor deslocamento do corpo ao longo da trajetória *d***s**. Isto é,

$$\mathit{Trabalho} = \int_1^2 \mathbf{F}\cdot d\mathbf{s} \tag{3.3}$$

Quando a força resultante faz com que a elevação aumente, o corpo seja acelerado ou ambos, o trabalho realizado pela força pode ser considerado como uma *transferência* de energia *para* o corpo, onde ela é *armazenada* como energia potencial gravitacional e/ou energia cinética. A noção de que *a energia é conservada* destaca essa interpretação.

3.1.3 Conclusão

Até agora a apresentação foi centrada em sistemas para os quais as forças aplicadas afetam apenas a velocidade global e a posição. Entretanto, os sistemas de interesse da engenharia interagem normalmente com

suas vizinhanças de formas mais complicadas, com variações em outras propriedades também. Para se analisar tais sistemas, os conceitos de energia cinética e potencial e o princípio rudimentar da conservação de energia, introduzido anteriormente, não são suficientes. Na termodinâmica o conceito de energia é ampliado para levar em conta as outras variações observadas e o ***princípio da conservação de energia*** é estendido para incluir outras formas nas quais os sistemas interagem com suas vizinhanças. A base para tais generalizações é a observação experimental. Essas extensões do conceito de energia são desenvolvidas no restante do capítulo, começando na próxima seção com uma discussão completa de trabalho.

conservação de energia

3.2 Ampliando Nosso Conhecimento de Trabalho

O trabalho feito por ou sobre um sistema calculado em termos de forças e deslocamentos é dado pela Eq. 3.3. Essa relação é importante na termodinâmica e é utilizada mais tarde nesta seção. Ela também é utilizada na Seção 3.3 para calcular o trabalho feito na compressão ou expansão de um gás (ou líquido). Entretanto, a termodinâmica também lida com fenômenos não incluídos no escopo da mecânica e, portanto, é necessário adotar uma interpretação mais ampla do trabalho, como a seguir.

Uma interação particular é categorizada como uma interação de trabalho se satisfizer o seguinte critério, que pode ser considerado como a ***definição termodinâmica do trabalho***: *O trabalho é feito por um sistema sobre sua vizinhança se o único efeito em tudo externo ao sistema puder ser a elevação de um peso*. Observe que a elevação de um peso é, de fato, uma força agindo em uma distância e, portanto, o conceito de trabalho na termodinâmica é uma extensão do conceito de trabalho na mecânica. No entanto, o teste para sabermos se uma interação sob a forma de trabalho ocorreu não é se a elevação de um peso realmente ocorreu ou se uma força realmente agiu através de uma distância, mas se o único efeito *pudesse ter sido* a elevação de um peso.

definição do trabalho termodinâmico

Por Exemplo… considere a Fig. 3.1 mostrando dois sistemas denominados A e B. No sistema A, um gás é agitado por uma roda de pás: a roda de pás realiza trabalho sobre o gás. Em princípio, o trabalho poderia ser calculado em termos das forças e dos movimentos na fronteira entre a roda de pás e o gás. Esse cálculo do trabalho é consistente com a Eq. 3.3, onde o trabalho é o produto da força pelo deslocamento. Por outro lado, considere o sistema B, que inclui apenas a bateria. Na fronteira do sistema B, as forças e os movimentos não são evidentes. Em vez disso, há uma corrente elétrica i devida a uma diferença de potencial elétrico entre os terminais a e b. O fato de esse tipo de interação no contorno poder ser classificado como trabalho advém da definição termodinâmica de trabalho dada anteriormente: podemos imaginar a corrente sendo fornecida para um motor elétrico *hipotético* que eleva um peso na vizinhança. ▲

Trabalho é uma forma de transferência de energia. Assim sendo, o termo trabalho não se refere ao que está sendo transferido ou ao que é armazenado nos sistemas. A energia é transferida e armazenada quando o trabalho é realizado.

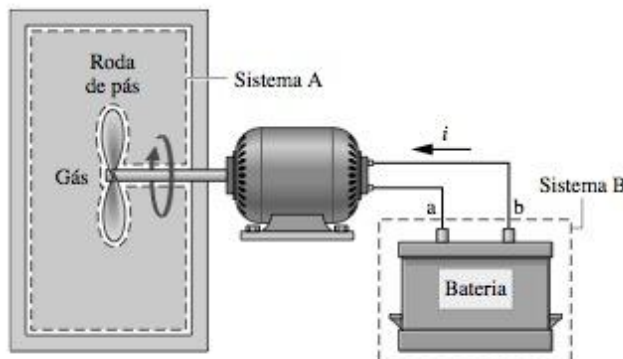



Figura 3.1 Dois exemplos de trabalho.

3.2.1 Convenção de Sinais e Notação

A termodinâmica na engenharia está freqüentemente preocupada com dispositivos como motores de combustão interna e turbinas cuja finalidade é realizar trabalho. Logo, é bastante conveniente considerar esse trabalho como positivo. Ou seja,

$W > 0$: trabalho realizado *pelo* sistema
$W < 0$: trabalho realizado *sobre* o sistema

convenção de sinais para o trabalho

ATUALIZAÇÃO DA METODOLOGIA

Essa ***convenção de sinais*** é utilizada ao longo do livro. Em certos casos, entretanto, é conveniente considerar o trabalho feito *sobre* o sistema como positivo. Para reduzir a chance de má compreensão em qualquer caso, a direção da transferência de energia é mostrada por uma seta em um esboço do sistema e o trabalho é considerado como positivo no sentido da seta.

o trabalho não é uma propriedade

Retornando brevemente à Eq. 3.3, para calcular a integral é necessário que se saiba como a força varia com o deslocamento. Isso conduz a uma idéia importante sobre trabalho: O valor de W depende de detalhes das interações que aparecem entre o sistema e a vizinhança durante um processo e não só dos estados inicial e final do sistema. Segue que ***trabalho não é uma propriedade*** do sistema ou da vizinhança. Além disso, os limites na Eq. 3.3 significam "do estado 1 para o estado 2" e não podem ser interpretados como os *valores* do trabalho nesses estados. A noção de trabalho em um estado *não tem significado*, então o valor dessa integral não deve nunca ser indicado como $W_2 - W_1$.

A diferencial do trabalho, δW, é dita *inexata* porque, em geral, a seguinte integral não pode ser calculada sem a especificação dos detalhes do processo

$$\int_1^2 \delta W = W$$

Por outro lado, a diferencial de uma propriedade é dita *exata* porque a variação de uma propriedade entre dois estados particulares não depende dos detalhes do processo ligando os dois estados. Por exemplo, a variação do volume entre dois estados pode ser determinada pela integração da diferencial dV, sem considerarmos os detalhes do processo, conforme a seguir

$$\int_{V_1}^{V_2} dV = V_2 - V_1$$

onde V_1 é o volume *no* estado 1 e V_2 é o volume *no* estado 2. A diferencial de toda propriedade é exata. Diferenciais exatas são escritas, como acima, utilizando-se o símbolo d. Para destacar a diferença entre diferenciais exatas e inexatas, a diferencial do trabalho é escrita como δW. O símbolo δ também é utilizado para identificar outras diferenciais inexatas encontradas mais adiante.

3.2.2 POTÊNCIA

potência

Muitas análises termodinâmicas se preocupam com a taxa na qual a transferência de energia ocorre. A taxa de transferência de energia por intermédio de trabalho é denominada ***potência*** e é representada por $\dot{W}$. Quando uma interação de trabalho envolve uma força observável, a taxa de transferência de energia por intermédio de trabalho é igual ao produto da força pela velocidade no ponto de aplicação da força

$$\dot{W} = \mathbf{F} \cdot \mathbf{V} \tag{3.4}$$

O ponto que aparece sobre um símbolo, conforme em $\dot{W}$, é utilizado para indicar uma taxa temporal. Em princípio, a Eq. 3.4 pode ser integrada desde um tempo t_1 até um tempo t_2 para obtermos o trabalho total realizado durante o intervalo de tempo

$$W = \int_{t_1}^{t_2} \dot{W}\, dt = \int_{t_1}^{t_2} \mathbf{F} \cdot \mathbf{V}\, dt$$

A mesma convenção de sinais de W se aplica a $\dot{W}$. Uma vez que potência é trabalho realizado por unidade de tempo, ela pode ser representada em termos de quaisquer unidades para energia e tempo. No SI, a unidade para potência é J/s, denominada watt. Neste livro, o quilowatt, kW, é freqüentemente utilizado. Outras unidades comumente utilizadas são ft · lbf/s, Btu/h e cavalo-vapor, hp.

Por Exemplo... para ilustrar o uso da Eq. 3.4, vamos calcular a potência necessária para um ciclista movendo-se a 20 milhas por hora superar a força de arraste imposta pelo ar ambiente. Essa força de *arraste aerodinâmico*, discutida na Seção 14.9, é dada por

$$F_D = \tfrac{1}{2} C_D \mathrm{A} \rho \mathrm{V}^2$$

onde C_D é uma constante denominada *coeficiente de arraste*, A é a área frontal da bicicleta e do ciclista e ρ é a massa específica do ar. Pela Eq. 3.4, a potência necessária é $\mathbf{F}_D \cdot \mathbf{V}$ ou

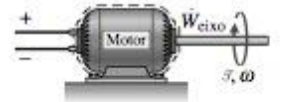
$$\dot{W} = (\tfrac{1}{2} C_D \mathrm{A} \rho \mathrm{V}^2)\mathrm{V}$$
$$= \tfrac{1}{2} C_D \mathrm{A} \rho \mathrm{V}^3$$

Utilizando valores típicos: $C_D = 0{,}88$, A = 3,9 ft² e $\rho = 0{,}075$ lb/ft³ junto com V = 20 mi/h = 29,33 ft/s e também convertendo-se as unidades para cavalo-vapor, verificamos que a potência necessária é

$$\dot{W} = \frac{1}{2}(0{,}88)(3{,}9\ \mathrm{ft}^2)\left(0{,}075\ \frac{\mathrm{lb}}{\mathrm{ft}^3}\right)\left(29{,}33\ \frac{\mathrm{ft}}{\mathrm{s}}\right)^3\left|\frac{1\ \mathrm{lbf}}{32{,}2\ \mathrm{lb\cdot ft/s^2}}\right|\left|\frac{1\ \mathrm{hp}}{550\ \mathrm{ft\cdot lbf/s}}\right|$$
$$= 0{,}183\ \mathrm{hp}\ \blacktriangle$$

Potência Transmitida por um Eixo. Um eixo rotativo é um elemento de máquina comumente encontrado. Considere um eixo rotativo com velocidade angular ω e exercendo um torque $\mathcal{T}$ em sua vizinhança. Vamos representar o torque em termos de uma força tangencial F_t e raio R: $\mathcal{T} = F_t R$. A velocidade no ponto de aplicação da força é $V = R\omega$, onde ω está em radianos por unidade de tempo. Utilizando essas relações com a Eq. 3.4, obtemos uma expressão para a *potência* transmitida do eixo para a vizinhança

$$\dot{W} = F_t \mathrm{V} = (\mathcal{T}/R)(R\omega) = \mathcal{T}\omega \tag{3.5}$$

Um caso semelhante envolvendo o movimento do gás por uma roda de pás foi considerado na discussão da Fig. 3.1.

Potência Elétrica. O sistema mostrado na Fig. 3.1 consiste em uma bateria conectada a um circuito externo através do qual flui uma corrente elétrica, i. A corrente é produzida pela diferença de potencial elétrico $\mathcal{E}$ que existe entre os terminais denominados a e b. Esse tipo de interação pode ser classificado como trabalho, como foi considerado na discussão da Fig. 3.1.

A taxa de transferência de energia sob forma de trabalho, ou a potência, é

$$\dot{W} = -\mathcal{E}i \tag{3.6}$$

O sinal negativo é necessário para que a expressão fique de acordo com nossa convenção de sinais mostrada anteriormente para potência. Quando a potência é calculada em termos de watt e a unidade da corrente é o ampère (uma unidade básica do SI), a unidade de potencial elétrico é o volt, definido como 1 watt por ampère.

3.3 Modelando o Trabalho na Expansão e na Compressão

Vamos calcular o trabalho realizado pelo sistema fechado mostrado na Fig. 3.2, que consiste em um gás (ou líquido) contido em uma montagem pistão-cilindro à medida que o gás se expande. Durante o processo, a pressão do gás exerce uma força normal no pistão. Seja p a pressão atuando na interface entre o gás e o

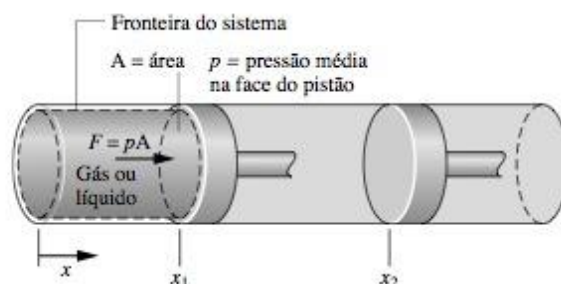



Figura 3.2 Expansão ou compressão de um gás ou líquido.

pistão. A força exercida pelo gás sobre o pistão é simplesmente o produto $p\text{A}$, onde A é a área da face do pistão. O trabalho realizado pelo sistema conforme o pistão é deslocado de uma distância dx é

$$\delta W = p\text{A}\, dx \tag{3.7}$$

O produto A dx na Eq. 3.7 é igual à variação de volume do sistema, dV. Assim sendo, a expressão do trabalho pode ser escrita como

$$\delta W = p\, dV \tag{3.8}$$

Uma vez que dV é positivo quando o volume aumenta, o trabalho na fronteira móvel é positivo quando o gás se expande. Para uma compressão, dV é negativo assim como o trabalho é calculado a partir da Eq. 3.8. Esses sinais estão de acordo com a convenção de sinais apresentada anteriormente para o trabalho.

Para uma mudança de volume de V_1 para V_2, o trabalho é obtido pela integração da Eq. 3.8.

$$W = \int_{V_1}^{V_2} p\, dV \tag{3.9}$$

Embora a Eq. 3.9 seja deduzida para o caso de um gás (ou líquido) em uma montagem pistão-cilindro, ela é aplicável a sistemas de *qualquer* formato contanto que a pressão seja uniforme ao longo da fronteira móvel.

Processos de Expansão ou Compressão Reais

Para desenvolver a integral da Eq. 3.9 precisamos da relação entre a pressão do gás *na fronteira móvel* e o volume do sistema, mas essa relação pode ser difícil, ou mesmo impossível, de se obter para compressões e expansões reais. No cilindro de um motor de automóvel, por exemplo, a combustão e outros efeitos de não-equilíbrio dão lugar à não-uniformidade ao longo de todo o cilindro. Assim sendo, se um transdutor de pressão for montado na cabeça do cilindro, o sinal de saída registrado pode fornecer apenas uma aproximação para a pressão na face do pistão requerida pela Eq. 3.9. Além disso, mesmo quando a pressão medida é essencialmente igual à da face do pistão, pode existir uma dispersão nos dados de pressão-volume, conforme ilustrado na Fig. 3.3. Veremos adiante que em alguns casos, nos quais a ausência da relação pressão-volume necessária nos impede de calcular o trabalho da Eq. 3.9, o trabalho pode ser determinado, de forma alternativa, a partir de um *balanço de energia* (Seção 3.6).

Processos de Expansão ou Compressão em Quase-Equilíbrio

processo em quase-equilíbrio

Um tipo idealizado de processo chamado processo em *quase-equilíbrio* é introduzido na Seção 2.2. Um ***processo em quase-equilíbrio*** é aquele em que todos os estados através dos quais o sistema passa podem ser considerados estados de equilíbrio. Um aspecto particularmente importante do conceito de processo em quase-equilíbrio é que os valores das propriedades intensivas são uniformes ao longo do sistema, ou em cada fase presente no sistema, a cada estado percorrido.

Para considerar como um gás (ou líquido) pode ser expandido ou comprimido de modo quase em equilíbrio, observe a Fig. 3.4, que mostra um sistema que consiste em um gás inicialmente em um estado de equilíbrio. Conforme mostrada na figura, a pressão do gás é mantida uniforme ao longo de pequenas massas em

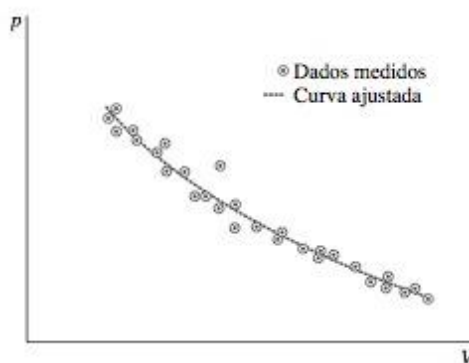



Figura 3.3 Dados pressão-volume.

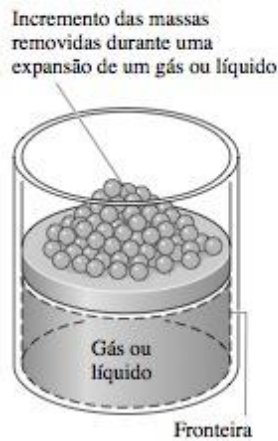



Figura 3.4 Ilustração de uma expansão ou compressão em quase-equilíbrio.

repouso sobre o pistão que se movimenta livremente. Imagine que uma das massas seja removida, permitindo que o pistão se mova na direção ascendente à medida que o gás se expande ligeiramente. Durante essa expansão, o estado do gás sairia ligeiramente do equilíbrio. O sistema iria atingir, eventualmente, um novo estado de equilíbrio, onde a pressão e todas as outras propriedades intensivas apresentariam novamente valor uniforme. Além disso, se a massa fosse recolocada, o gás teria o seu estado inicial restaurado, ao passo que novamente o afastamento do equilíbrio seria pequeno. Se várias massas fossem removidas uma após a outra, o gás iria passar por uma seqüência de estados de equilíbrio sem se afastar do equilíbrio. No limite, à proporção que os incrementos de massa fossem tornados cada vez menores, o gás passaria por um processo de expansão em quase-equilíbrio. Uma compressão em quase-equilíbrio pode ser visualizada com considerações semelhantes.

A Eq. 3.9 pode ser aplicada para calcular o trabalho nos processos de expansão ou compressão em quase-equilíbrio. Para esses processos idealizados, a pressão p na equação é a pressão de todo o gás (ou líquido) sofrendo o processo e não só a pressão na fronteira móvel. A relação entre a pressão e o volume pode ser gráfica ou analítica. Vamos considerar a relação gráfica inicialmente.

Uma relação gráfica é mostrada no diagrama pressão-volume (diagrama p-V) da Fig. 3.5. Inicialmente, a face do pistão encontra-se na posição x_1 e a pressão do gás é p_1; ao término de um processo de expansão em quase-equilíbrio a face do pistão encontra-se em x_2 e a pressão é reduzida a p_2. Em *cada* posição intermediária do pistão, a pressão uniforme do gás é mostrada como um ponto no diagrama. A curva, ou *caminho*, conectando os estados 1 e 2 no diagrama representa os estados de equilíbrio pelos quais o sistema passa durante o processo. O trabalho realizado pelo gás no pistão durante a expansão é dado por $\int p\, dV$, que pode ser interpretado como a área sob a curva de pressão versus volume. Assim sendo, a área sombreada na Fig. 3.5 é igual ao trabalho relacionado ao processo. Se o gás for *comprimido* de 2 para 1 ao longo do mes-

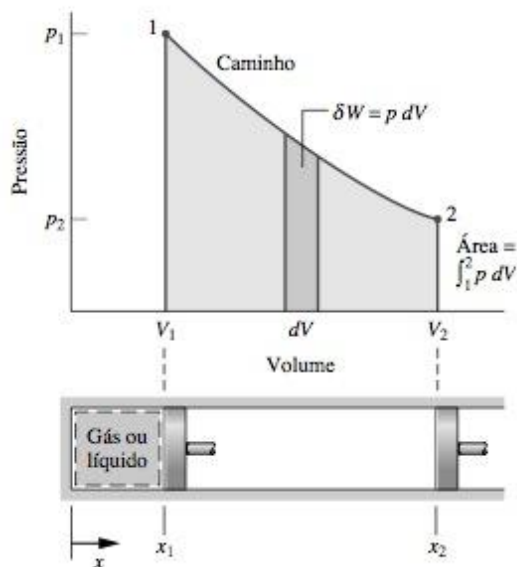



Figura 3.5 Trabalho de uma expansão ou compressão em quase-equilíbrio.

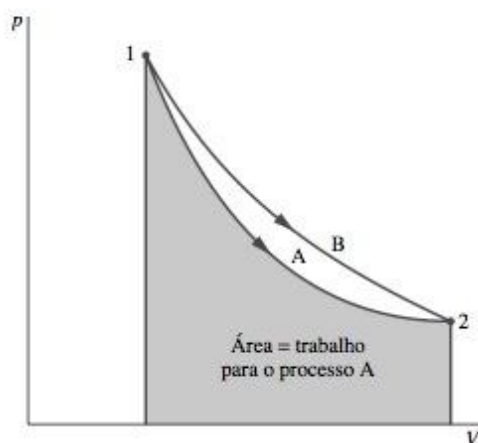



Figura 3.6 Ilustração de que o trabalho depende do processo.

mo trajeto no diagrama p-V, a ***magnitude*** do trabalho seria a mesma, mas o sinal seria negativo, indicando que para a compressão a transferência de energia foi do pistão para o gás.

A interpretação do trabalho como uma área em um processo de expansão ou compressão em quase-equilíbrio permite uma demonstração simples da idéia de que o trabalho depende do processo. Isso pode ser mostrado através da Fig. 3.6. Suponha que o gás em uma montagem pistão-cilindro vá de um estado inicial 1 em equilíbrio para um estado final 2 em equilíbrio por dois caminhos diferentes, denominados A e B na Fig. 3.6. Uma vez que a área abaixo de cada caminho representa o trabalho para o processo, o trabalho depende dos detalhes do processo conforme definidos pela curva particular e não só pelos estados extremos. Lembrando da discussão de propriedade da Seção 2.2, podemos concluir que o *trabalho não é uma propriedade*. O valor do trabalho depende da natureza do processo entre os estados extremos.

A relação entre a pressão e o volume durante um processo de expansão ou compressão também pode ser descrita analiticamente. Um exemplo é fornecido pela expressão $pV^n = constante$, onde o valor de n é uma constante para um processo particular. Um processo em quase-equilíbrio descrito por tal expressão é chamado de ***processo politrópico***. Formas analíticas adicionais para a relação pressão-volume também podem ser consideradas.

O exemplo a seguir ilustra a aplicação da Eq. 3.9 quando a relação entre pressão e volume durante uma expansão é descrita analiticamente como $pV^n = constante$.

Exemplo 3.1

Calculando o Trabalho em uma Expansão

Um gás em uma montagem pistão-cilindro é submetido a um processo de expansão para o qual a relação entre a pressão e o volume é dada por

$$pV^n = constante$$

❶

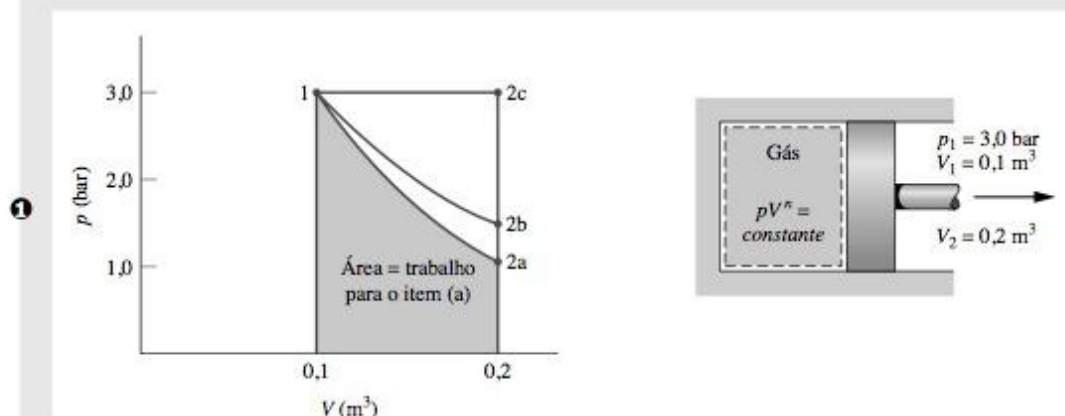



Figura E3.1

A pressão inicial é 3 bar, o volume inicial é 0,1 m³ e o volume final é 0,2 m³. Determine o trabalho para o processo, em kJ, se (a) $n = 1{,}5$, (b) $n = 1{,}0$ e (c) $n = 0$.

Solução

Dados: Um gás em uma montagem pistão-cilindro sofre uma expansão para a qual $pV^n = constante$.
Determinar: O trabalho se (a) $n = 1{,}5$, (b) $n = 1{,}0$ e (c) $n = 0$.

Esquema e Dados Fornecidos: Uma dada relação *p-V* e os dados para pressão e volume podem ser utilizados para construir o diagrama de pressão-volume do processo.

Hipóteses:
1. O gás é um sistema fechado.
2. A fronteira móvel é a única forma de trabalho.
3. A expansão é um processo politrópico. ❷

Análise: Os valores necessários para o trabalho são obtidos pela integração da Eq. 3.9 utilizando a relação dada de pressão e volume.
(a) Introduzindo a relação $p = constante/V^n$ na Eq. 3.9 e efetuando a integração

$$W = \int_{V_1}^{V_2} p\,dV = \int_{V_1}^{V_2} \frac{constante}{V^n}\,dV$$
$$= \frac{(constante)\,V_2^{1-n} - (constante)\,V_1^{1-n}}{1-n}$$

A constante nessa expressão pode ser calculada em qualquer estado extremo: $constante = p_1V_1^n = p_2V_2^n$. A expressão do trabalho se torna então

$$W = \frac{(p_2V_2^n)V_2^{1-n} - (p_1V_1^n)V_1^{1-n}}{1-n} = \frac{p_2V_2 - p_1V_1}{1-n} \qquad (1)$$

Essa expressão é válida para todos os valores de n, exceto $n = 1{,}0$. O caso $n = 1{,}0$ é considerado no item (b).

Para calcular W, a pressão no estado 2 é necessária. Ela pode ser encontrada utilizando-se $p_1V_1^n = p_2V_2^n$, cuja rearrumação fornece

$$p_2 = p_1\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n = (3\text{ bar})\left(\frac{0{,}1}{0{,}2}\right)^{1{,}5} = 1{,}06\text{ bar}$$

Assim sendo

❸
$$W = \left(\frac{(1{,}06\text{ bar})(0{,}2\text{ m}^3) - (3)(0{,}1)}{1 - 1{,}5}\right)\left|\frac{10^5\text{ N/m}^2}{1\text{ bar}}\right|\left|\frac{1\text{ kJ}}{10^3\text{ N}\cdot\text{m}}\right|$$
$$= +17{,}6\text{ kJ} \quad \triangleleft$$

(b) Para $n = 1{,}0$, a relação pressão-volume se reduz a $pV = constante$ ou $p = constante/V$. O trabalho é

$$W = constante\int_{V_1}^{V_2}\frac{dV}{V} = (constante)\ln\frac{V_2}{V_1} = (p_1V_1)\ln\frac{V_2}{V_1} \qquad (2)$$

Substituindo valores,

$$W = (3\text{ bar})(0{,}1\text{ m}^3)\left|\frac{10^5\text{ N/m}^2}{1\text{ bar}}\right|\left|\frac{1\text{ kJ}}{10^3\text{ N}\cdot\text{m}}\right|\ln\left(\frac{0{,}2}{0{,}1}\right) = +20{,}79\text{ kJ} \quad \triangleleft$$

❹ **(c)** Para $n = 0$, a relação pressão-volume se reduz a $p = constante$ e a integral se torna $W = p(V_2 - V_1)$, que é um caso especial da expressão encontrada no item (a). Substituindo os valores e convertendo as unidades conforme acima, $W = +30$ kJ.

❶ Em cada caso, o trabalho para o processo pode ser interpretado como a área sob a curva representando o processo no diagrama *p-V* correspondente. Observe que as áreas relativas estão de acordo com os resultados numéricos.

❷ A hipótese de processo politrópico é significativa. Se a dada relação pressão-volume fosse obtida a partir de dados de pressão-volume experimentais, o valor de $\int p\, dV$ forneceria uma estimativa plausível do trabalho apenas quando a pressão medida fosse exatamente igual à exercida na face do pistão.

❸ Observe o uso dos fatores de conversão das unidades no item (b).

❹ Não é necessário identificar o gás (ou líquido) contido na montagem pistão-cilindro. Os valores calculados para W são determinados pelo caminho percorrido pelo processo e pelos estados extremos. Entretanto, se quisermos calcular outras propriedades, como a temperatura, a natureza e a quantidade da substância devem ser fornecidas porque seriam necessárias relações apropriadas entre as propriedades da substância em questão.

3.4 Estendendo Nosso Conhecimento de Energia

O objetivo nesta seção é utilizar nosso conhecimento de trabalho desenvolvido nas Seções 3.2 e 3.3 de forma mais profunda para ampliar nossa compreensão da energia de um sistema. Em particular, consideramos a energia *total* de um sistema, que inclui energia cinética, energia potencial gravitacional e outras formas de energia. Os exemplos a seguir ilustram algumas dessas formas. Muitos outros exemplos poderiam ser fornecidos para ampliar a mesma idéia.

Quando o trabalho é realizado para comprimir uma mola, energia é armazenada na mola. Quando uma bateria é carregada, a energia armazenada em seu interior aumenta. E quando um gás (ou líquido), inicialmente em um estado de equilíbrio em um tanque fechado e isolado, é agitado vigorosamente e permite-se que ele atinja um estado final de equilíbrio, a energia do gás é aumentada durante o processo. Em cada um desses exemplos a variação na energia do sistema não pode ser atribuída às variações na energia cinética ou potencial gravitacional do sistema. A variação na energia pode ser descrita em termos da *energia interna*, conforme considerado a seguir.

energia interna

Na engenharia termodinâmica, a variação na energia total de um sistema é considerada composta de três contribuições *macroscópicas*. Uma é a variação na energia cinética, associada com o movimento do sistema *como um todo* em relação a um sistema de coordenadas externo. Uma outra é a variação na energia potencial gravitacional, associada com a posição do sistema *como um todo* no campo gravitacional da Terra. Todas as outras variações de energia são englobadas na ***energia interna*** do sistema. Como a energia cinética e a energia potencial gravitacional, a *energia interna é uma propriedade extensiva* do sistema, assim como a energia total.

A energia interna é representada pelo símbolo U e a variação na energia interna em um processo é $U_2 - U_1$. A energia interna específica é simbolizada por u ou $\bar{u}$, respectivamente, dependendo se é representada por unidade de massa ou em base molar, respectivamente.

A variação na energia total de um sistema é

$$E_2 - E_1 = (\mathrm{KE}_2 - \mathrm{KE}_1) + (\mathrm{PE}_2 - \mathrm{PE}_1) + (U_2 - U_1)$$

ou (3.10)

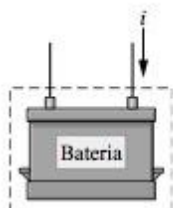
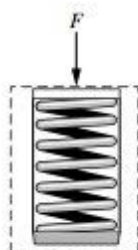
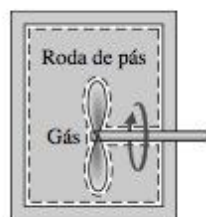
$$\Delta E = \Delta \mathrm{KE} + \Delta \mathrm{PE} + \Delta U$$

Todas as grandezas na Eq. 3.10 são representadas em termos das unidades de energia apresentadas anteriormente.

A identificação da energia interna como uma forma macroscópica de energia é um passo significativo nesse desenvolvimento, pois separa o conceito de energia em Termodinâmica do conceito de energia em Mecânica. No Cap. 4 iremos aprender como calcular as variações na energia interna para praticamente todos os casos importantes envolvendo gases, líquidos e sólidos utilizando dados empíricos.

interpretação microscópica de energia interna para um gás

Para aprofundar nosso conhecimento de energia interna, considere um sistema que encontraremos com freqüência nas seções subseqüentes do livro, um sistema que consiste em um gás contido em um tanque. Vamos desenvolver uma ***interpretação microscópica de energia interna*** pensando na energia atribuída aos movimentos e às configurações de moléculas individuais, átomos e partículas subatômicas formando a matéria no sistema. As moléculas de gás movem-se, encontrando outras moléculas ou as paredes do tanque. Parte da energia interna do gás é a energia cinética *de translação* das moléculas. Outras contribuições para a energia interna incluem a energia cinética devido à *rotação* das moléculas em relação aos seus cen-

tros de massa e a energia cinética associada com os movimentos de *vibração* no interior das moléculas. Além disso, a energia é armazenada nas ligações químicas entre os átomos que constituem as moléculas. O armazenamento de energia em nível atômico inclui a energia associada com os estados de órbita dos elétrons, o spin nuclear e as forças de ligação no núcleo. Nos gases densos, nos líquidos e nos sólidos, as forças intermoleculares desempenham um papel importante de influência na energia interna.

3.5 Transferência de Energia por Calor

Até então, consideramos quantitativamente apenas as interações entre um sistema e sua vizinhança, que podem ser classificadas como trabalho. Entretanto, sistemas fechados também podem interagir com suas vizinhanças, de uma maneira que não pode ser categorizada como trabalho. Um exemplo é fornecido por um gás em um recipiente fechado submetido a um processo sob a ação de uma chama a uma temperatura maior do que a do gás. Esse tipo de interação é chamado de ***transferência de energia por calor***. Em bases experimentais, iniciando com o trabalho de Joule no início do século XIX, sabemos que as transferências de energia por calor são induzidas apenas como um resultado de uma diferença de temperatura entre o sistema e sua vizinhança e que elas ocorrem apenas na direção do decréscimo de temperatura. Como o conceito é muito importante na engenharia dos sistemas térmicos, esta seção é dedicada a maiores considerações sobre a transferência de energia por calor.

transferência de energia por calor

3.5.1 Convenção de Sinais e Notação

O símbolo Q denota uma quantidade de energia transferida através da fronteira de um sistema em uma interação térmica com a vizinhança do sistema. A transferência de calor *para um* sistema é dita *positiva* e a transferência de calor *a partir* de um sistema é dita *negativa*.

$Q > 0$: transferência de calor *para* o sistema
$Q < 0$: transferência de calor *a partir do* sistema

Esta ***convenção de sinais*** é utilizada ao longo de todo este livro. Contudo, como foi indicado para o trabalho, algumas vezes é conveniente mostrar a direção da transferência de energia por uma seta em um esboço do sistema. Então, a transferência de calor é considerada positiva no sentido da seta. Em um ***processo adiabático*** não há a transferência de energia por calor.

convenção de sinais para a transferência de calor

processo adiabático

A convenção de sinais para a transferência de energia é exatamente o *oposto* da adotada para o trabalho, na qual um valor positivo para W significa uma transferência de energia *do* sistema para a vizinhança. Esses sinais para o calor e o trabalho são um legado de engenheiros e cientistas que estavam dedicados principalmente às máquinas a vapor e outros equipamentos que entregam trabalho a partir de uma entrada de energia por transferência de calor. Para essas aplicações, era conveniente considerar o trabalho desenvolvido e a entrada de energia por transferência de calor como grandezas positivas.

O valor da transferência de calor depende dos detalhes do processo e não apenas dos estados inicial e final. Assim, da mesma forma que o trabalho, o ***calor não é uma propriedade***, e sua diferencial é escrita como δQ. A quantidade de energia transferida por calor para um processo é dada pela integral

calor não é uma propriedade

$$Q = \int_1^2 \delta Q$$

onde os limites significam "do estado 1 para o estado 2" e não se referem aos valores do calor para esses estados. Como para o trabalho, a noção de "calor" em um estado não tem significado e a integral não deve *nunca* ser calculada como $Q_2 - Q_1$.

Métodos baseados em experimentos encontram-se disponíveis para o cálculo da transferência de energia por calor. Referimo-nos aos diferentes tipos de processos de transferência de calor como *modos*. Existem três tipos principais: condução, convecção e radiação. A *condução* se refere à transferência de energia através de um meio no qual existe uma diferença de temperatura. A *convecção* se refere à transferência de energia entre uma superfície e um fluido em movimento ou em repouso com temperaturas diferentes. O terceiro modo é denominado *radiação* térmica e representa a troca líquida de energia entre superfícies a diferentes temperaturas por meio de ondas eletromagnéticas independentes de qualquer meio interveniente. Para esses modos, a taxa de transferência de energia depende das propriedades das substâncias envolvidas, dos parâmetros geométricos e das temperaturas. As origens físicas e as equações das taxas para esses modos são apresentadas na Seção 15.1.

Unidades. As unidades para Q e a taxa de transferência de calor $\dot{Q}$ são as mesmas apresentadas anteriormente para W e $\dot{W}$, respectivamente.

3.5.2 CONCLUSÃO

O primeiro passo em uma análise termodinâmica é definir o sistema. Somente após a fronteira do sistema ter sido especificada é que possíveis interações de calor com a vizinhança podem ser consideradas, pois estas são *sempre* avaliadas na fronteira do sistema. *Grosso modo*, o termo *calor* é freqüentemente utilizado quando a palavra *energia* seria termodinamicamente mais correta. Por exemplo, você poderia ouvir "Feche a porta, por favor, ou o 'calor' será perdido." Em *termodinâmica*, calor se refere apenas a uma maneira particular através da qual a energia é transferida. Ele não se refere ao que está sendo transferido entre os sistemas ou ao que está sendo armazenado nos sistemas. A energia é transferida e armazenada, não o calor.

Algumas vezes a transferência de energia por calor para, ou a partir de, um sistema pode ser desprezada. Isso pode ocorrer por diversas razões relacionadas aos mecanismos para a transferência de calor discutidos na Seção 15.1. Um deles poderia ser que os materiais vizinhos ao sistema são bons isolantes ou a transferência de calor poderia não ser significativa devido à pequena diferença de temperatura entre o sistema e a sua vizinhança. Uma terceira razão seria não haver área de superfície suficiente para permitir que ocorra uma transferência de calor significativa. Quando a transferência de calor é desprezível, é porque uma ou mais dessas considerações se aplicam.

Nas discussões a seguir, o valor de Q é fornecido ou é uma incógnita na análise. Quando Q é fornecido, pode-se admitir que o valor foi determinado pelos métodos introduzidos na Seção 15.1. Quando Q é desconhecido, seu valor é encontrado geralmente pelo uso do *balanço de energia*, discutido a seguir.

3.6 CONTABILIZANDO A ENERGIA: BALANÇO DE ENERGIA PARA SISTEMAS FECHADOS

Como nossa discussão prévia indicou, a energia de um sistema fechado só pode ser alterada de duas formas: pela transferência de energia por trabalho ou pela transferência de energia por calor. Além disso, um aspecto fundamental do conceito de energia é que a energia é conservada. Essa é a ***primeira lei da termodinâmica***. Essas considerações são resumidas em palavras como a seguir:

primeira lei da termodinâmica

[*variação* da quantidade de energia contida em um sistema durante um certo intervalo de tempo] = [quantidade *líquida* de energia transferida *para* o sistema através da fronteira por transferência de *calor* durante o intervalo de tempo] − [quantidade *líquida* de energia transferida *do* sistema através da fronteira por *trabalho* durante o intervalo de tempo]

Essa equação de palavras é apenas um balanço contábil para a energia, um balanço de energia. Ela requer que, em qualquer processo para um sistema fechado, a energia do sistema aumente ou decresça de uma quantidade igual à quantidade líquida de energia transferida através da fronteira.

As palavras *quantidade líquida* utilizadas no enunciado do balanço de energia devem ser interpretadas cuidadosamente, pois elas podem representar as transferências de energia por calor ou trabalho em diversas posições na fronteira de um sistema. Em alguns locais as transferências de energia podem ser para o sistema, enquanto em outros elas são para fora do sistema. Os dois termos no lado direito levam em conta os resultados *líquidos* de todas as transferências de calor e trabalho, respectivamente, que aparecem durante um intervalo de tempo em consideração.

balanço de energia

O ***balanço de energia*** pode ser representado em símbolos como

$$E_2 - E_1 = Q - W \tag{3.11a}$$

Introduzindo a Eq. 3.10 na Eq. 3.11a, uma forma alternativa é

$$\Delta KE + \Delta PE + \Delta U = Q - W \tag{3.11b}$$

a qual mostra que uma transferência de energia através da fronteira do sistema manifesta-se sob a forma de uma variação de uma ou mais formas macroscópicas de energia: energia cinética, energia potencial gravitacional e energia interna. Todas as referências anteriores à energia como uma grandeza conservativa são incluídas como casos especiais das Eqs. 3.11.

Observe que os sinais algébricos antes dos termos de calor e trabalho das Eqs. 3.11 são diferentes. Isso resulta da convenção de sinais adotada anteriormente. Um sinal negativo aparece antes do W porque a transferência de energia através de trabalho *a partir* do sistema *para* a vizinhança é admitida como positiva. Um sinal positivo aparece antes do Q porque a transferência de energia por calor *para* o sistema *a partir* da vizinhança é admitida como positiva.

Outras Formas do Balanço de Energia

Várias formas especiais do balanço de energia podem ser escritas. Por exemplo, o balanço de energia na forma diferencial é

$$dE = \delta Q - \delta W \tag{3.12}$$

onde dE, a diferencial de energia, é uma propriedade. Uma vez que Q e W não são propriedades, suas diferenciais são escritas como δQ e δW, respectivamente.

O ***balanço de energia na forma de taxa temporal*** instantânea é

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \tag{3.13}$$

forma de taxa temporal para o balanço de energia

A forma da taxa do balanço de energia expressa em palavras é

$$\begin{bmatrix} \textit{taxa da variação} \\ \textit{temporal} \text{ da} \\ \text{energia contida} \\ \text{em um sistema} \\ \textit{no instante t} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \textit{taxa} \text{ líquida na qual a} \\ \text{energia está sendo} \\ \text{transferida para o} \\ \text{sistema por transferência} \\ \text{de calor } \textit{no instante t} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \textit{taxa} \text{ líquida na qual} \\ \text{a energia está sendo} \\ \text{transferida do} \\ \text{sistema por trabalho} \\ \textit{no instante t} \end{bmatrix}$$

As Eqs. 3.11 a 3.13 fornecem formas alternativas do balanço de energia que podem ser pontos de partida convenientes quando se aplica o princípio da conservação de energia a sistemas fechados. No Cap. 5 o princípio da conservação de energia é representado em formas apropriadas para a análise de volumes de controle. Quando se aplica o balanço de energia em *qualquer* uma de suas formas, é importante tomar cuidado com os sinais e unidades e distinguir cuidadosamente as taxas e as grandezas. Além disso, é importante reconhecer que a posição da fronteira do sistema pode ser relevante para determinar se uma transferência de energia particular será considerada como calor ou trabalho.

Por Exemplo... considere a Fig. 3.7, na qual são mostrados três sistemas alternativos que incluem uma quantidade de gás (ou líquido) em um recipiente rígido e bem isolado. Na Fig. 3.7*a*, o próprio gás é o sistema. À medida que a corrente passa através da placa de cobre, existe uma transferência de energia da placa de cobre para o gás. Uma vez que essa transferência de energia ocorre como resultado da diferença de temperatura entre a placa e o gás, ela é classificada como transferência de calor. A seguir, observe a Fig. 3.7*b*. Nela, a fronteira é desenhada incluindo a placa de cobre. De acordo com a definição termodinâmica de trabalho, a transferência de energia que ocorre quando a corrente cruza a fronteira desse sistema deve ser considerada como trabalho. Finalmente, na Fig. 3.7*c*, a fronteira é posicionada de tal forma que nenhuma energia é transferida através dela por calor ou trabalho. ▲

Comentário Final. Até agora, fomos cuidadosos ao enfatizar que as grandezas simbolizadas por W e Q nas equações seguintes levam em conta as transferências de *energia* e não as transferências de trabalho e calor, respectivamente. Os termos trabalho e calor denotam diferentes *formas* de transferência de energia. Entretanto, para reduzir as discussões subseqüentes, usaremos W e Q para nos referirmos a trabalho e transferência de calor, respectivamente, como é comum na prática da engenharia.

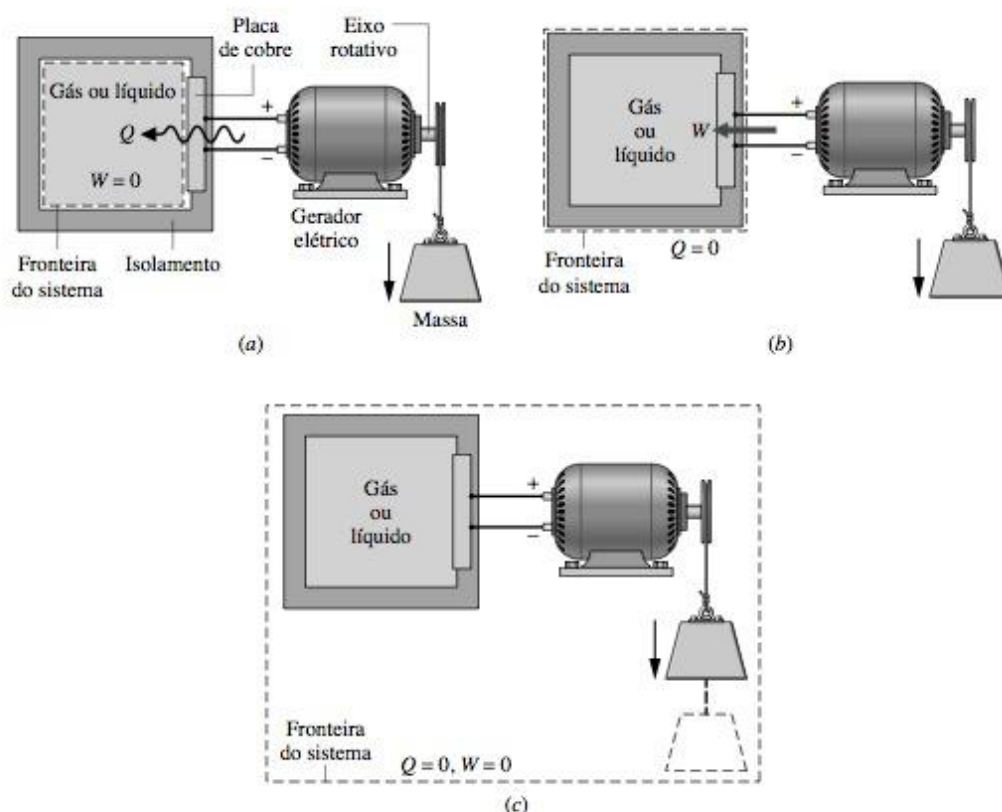



Figura 3.7 Escolhas alternativas para fronteiras de sistemas.

EXEMPLOS ILUSTRATIVOS

Os exemplos a seguir trazem muitas idéias importantes sobre energia e o balanço de energia. Eles devem ser estudados cuidadosamente e abordagens similares devem ser utilizadas na resolução dos problemas do final do capítulo.

ATUALIZAÇÃO DA METODOLOGIA

Neste livro, a maior parte das aplicações do balanço de energia não irá envolver variações significativas de energia cinética ou potencial. Assim sendo, para desenvolvermos as soluções de muitos exemplos e problemas de final de capítulo subseqüentes, indicamos no enunciado do problema que essas variações podem ser desprezadas. Se isso não for feito explicitamente no enunciado do problema, você deve decidir, com base no problema, como lidar com os termos das energias potencial e cinética do balanço de energia.

Processos de Sistemas Fechados. Os dois próximos exemplos ilustram o uso do balanço de energia para processos em sistemas fechados. Nesses exemplos, os dados da energia interna são fornecidos. No Cap. 4, aprenderemos como obter os dados das propriedades termodinâmicas utilizando tabelas, gráficos, equações e programas de computador.

EXEMPLO 3.2

RESFRIAMENTO DE UM GÁS EM UM PISTÃO-CILINDRO

Quatro quilogramas de um certo gás estão contidos em uma montagem pistão-cilindro. O gás está submetido a um processo para o qual a relação pressão-volume é

$$pV^{1,5} = \text{constante}$$

A pressão inicial é 3 bar, o volume inicial é 0,1 m^3 e o volume final é 0,2 m^3. A variação da energia interna específica do gás no processo é $u_2 - u_1 = -4{,}6$ kJ/kg. Não há variações significativas nas energias cinética e potencial. Determine a transferência líquida de calor para o processo, em kJ.

Solução

Dados: Um gás contido em uma montagem pistão-cilindro está submetido a um processo de expansão para o qual a relação pressão-volume e a variação da energia interna específica são explicitadas.
Determinar: A transferência líquida de calor para o processo.

Esquema e Dados Fornecidos:

❶

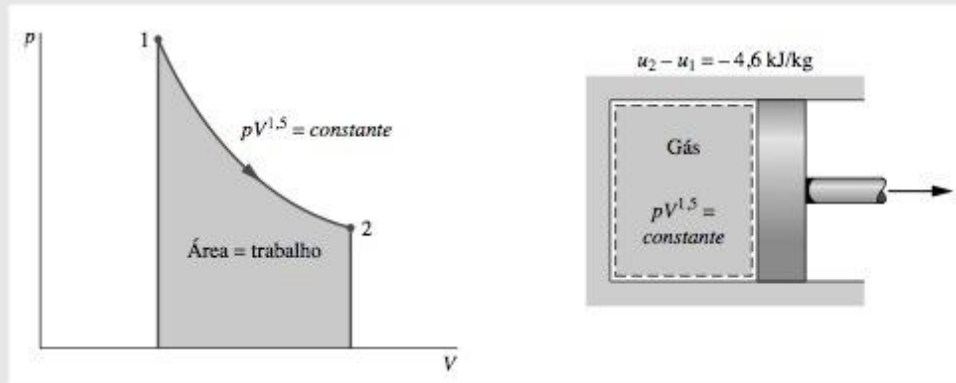



Figura E3.2

Hipóteses:
1. O gás é um sistema fechado.
2. O processo é descrito por $pV^{1,5} = constante$.
3. Não há variação nas energias cinética e potencial do sistema.

Análise: Um balanço de energia para um sistema fechado assume a forma

$$\cancel{\Delta KE}^{0} + \cancel{\Delta PE}^{0} + \Delta U = Q - W$$

onde os termos da energia cinética e potencial são anulados pela hipótese 3. Então, escrevendo ΔU em termos da energia interna específica, o balanço de energia assume a forma

$$m(u_2 - u_1) = Q - W$$

onde m é a massa do sistema. Resolvendo para Q,

$$Q = m(u_2 - u_1) + W$$

O valor do trabalho para esse processo é determinado na solução do item (a) do Exemplo 3.1: $W = +17,6$ kJ. A variação na energia interna específica é obtida utilizando-se os dados fornecidos

$$m(u_2 - u_1) = 4\text{ kg}\left(-4,6\,\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) = -18,4\text{ kJ}$$

Substituindo os valores,

❷ $$Q = -18,4 + 17,6 = -0,8\text{ kJ} \triangleleft$$

❶ A relação dada entre a pressão e o volume permite que o processo seja representado pelo caminho mostrado no diagrama correspondente. A área sobre a curva representa o trabalho. Uma vez que não são propriedades, os valores do trabalho e da transferência de calor dependem dos detalhes do processo e não podem ser determinados apenas a partir dos estados extremos.

❷ O sinal negativo para o valor de Q significa a quantidade líquida de energia que foi transferida do sistema para sua vizinhança por transferência de calor.

No próximo exemplo retomamos a discussão da Fig. 3.7 considerando dois sistemas alternativos. Esse exemplo acentua a necessidade de se levar em conta corretamente as interações de trabalho e calor ocorrendo na fronteira, assim como a variação de energia.

EXEMPLO 3.3

CONSIDERANDO SISTEMAS ALTERNATIVOS

O ar encontra-se contido em uma montagem vertical cilindro-pistão equipada com um resistor elétrico. A atmosfera exerce uma pressão de 14,7 lb/in² na superfície superior do pistão, que tem uma massa de 100 lb e uma área de superfície de 1 ft². Uma corrente elétrica passa através do resistor e o volume de ar aumenta lentamente de 1,6 ft³ enquanto sua pressão se mantém constante. A massa de ar é 0,6 lb e sua energia interna específica aumenta de 18 Btu/lb. O ar e o pistão estão em repouso no início e no fim do processo. O material do pistão-cilindro é um composto cerâmico e, assim, um bom isolante. O atrito entre o pistão e a parede do cilindro pode ser desprezado e a aceleração local da gravidade é $g = 32{,}0$ ft/s². Determine a transferência de calor do resistor para o ar, em Btu, para um sistema composto de (a) apenas ar, (b) ar e pistão.

Solução

Dados: Os dados são fornecidos para o ar contido em um pistão-cilindro vertical equipado com um resistor elétrico.

Determinar: A transferência de calor do resistor para o ar, considerando cada um dos dois sistemas alternativos.

Esquema e Dados Fornecidos:

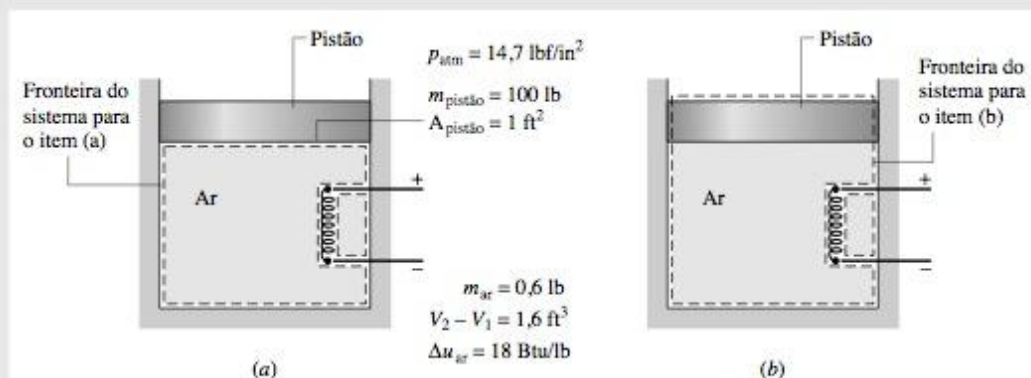



Figura E3.3

Hipóteses:

1. Consideram-se dois sistemas fechados, conforme mostrado no esquema.
2. A única transferência de calor significativa é do resistor para o ar, durante o qual o ar se expande lentamente e sua pressão permanece constante.
3. ❶ Não há variação líquida na energia cinética; a variação na energia potencial do ar é desprezível e uma vez que o material do pistão é um bom isolante, a energia interna do pistão não é afetada pela transferência de calor.
4. O atrito entre o pistão e a parede do cilindro é desprezível.
5. A aceleração da gravidade é constante; $g = 32{,}0$ ft/s².

Análise: **(a)** Tomando o ar como o sistema, o balanço de energia, Eq. 3.11b, com a hipótese 3 se reduz a

$$(\cancelto{0}{\Delta KE} + \cancelto{0}{\Delta PE} + \Delta U)_{ar} = Q - W$$

ou, resolvendo para Q

$$Q = W + \Delta U_{ar}$$

Para esse sistema, o trabalho é realizado pela pressão p atuando sobre a parte *inferior* do pistão à medida que o ar se expande. Com a Eq. 3.9 e a hipótese de pressão constante,

$$W = \int_{V_1}^{V_2} p\, dV = p(V_2 - V_1)$$

Para determinar a pressão p, utilizamos um balanço de forças sobre o movimento lento do pistão, desprezando o atrito. A força voltada para cima exercida pelo ar sobre a parte *inferior* do pistão é igual ao peso do pistão mais a força voltada para baixo da atmosfera atuando na parte *superior* do pistão. Em símbolos

$$pA_{pistão} = m_{pistão}g + p_{atm}A_{pistão}$$

Resolvendo para p e inserindo valores

$$p = \frac{m_{\text{pistão}}\, g}{A_{\text{pistão}}} + p_{\text{atm}}$$
$$= \frac{(100\ \text{lb})(32{,}0\ \text{ft/s}^2)}{1\ \text{ft}^2}\left|\frac{1\ \text{lbf}}{32{,}2\ \text{lb}\cdot\text{ft/s}^2}\right|\left|\frac{1\ \text{ft}^2}{144\ \text{in}^2}\right| + 14{,}7\ \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} = 15{,}4\ \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}$$

Então, o trabalho é

$$W = p(V_2 - V_1)$$
$$= \left(15{,}4\ \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}\right)(1{,}6\ \text{ft}^3)\left|\frac{144\ \text{in}^2}{1\ \text{ft}^2}\right|\left|\frac{1\ \text{Btu}}{778\ \text{ft}\cdot\text{lbf}}\right| = 4{,}56\ \text{Btu}$$

Com $\Delta U_{\text{ar}} = m_{\text{ar}}\,(\Delta u_{\text{ar}})$ a transferência de calor é

$$Q = W + m_{\text{ar}}(\Delta u_{\text{ar}})$$
$$= 4{,}56\ \text{Btu} + (0{,}6\ \text{lb})\left(18\ \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}\right) = 15{,}4\ \text{Btu} \quad \triangleleft$$

(b) Considere o sistema a seguir composto do ar e do pistão. A variação de energia de todo o sistema é a soma das variações da energia do ar e do pistão. Assim, o balanço de energia, Eq. 3.11*b*, assume a forma

$$(\cancelto{0}{\Delta\text{KE}} + \cancelto{0}{\Delta\text{PE}} + \Delta U)_{\text{ar}} + (\cancelto{0}{\Delta\text{KE}} + \Delta\text{PE} + \cancelto{0}{\Delta U})_{\text{pistão}} = Q - W$$

onde os termos são cancelados devido à hipótese 3. Resolvendo para Q,

$$Q = W + (\Delta\text{PE})_{\text{pistão}} + (\Delta U)_{\text{ar}}$$

Para esse sistema, trabalho é realizado na parte *superior* do pistão à medida que ele empurra para os lados a atmosfera que o cerca. Aplicando a Eq. 3.9,

$$W = \int_{V_1}^{V_2} p\,dV = p_{\text{atm}}(V_2 - V_1)$$
$$= \left(14{,}7\ \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}\right)(1{,}6\ \text{ft}^3)\left|\frac{144\ \text{in}^2}{1\ \text{ft}^2}\right|\left|\frac{1\ \text{Btu}}{778\ \text{ft}\cdot\text{lbf}}\right| = 4{,}35\ \text{Btu}$$

A variação de altura, Δz, necessária para calcular a variação da energia potencial do pistão pode ser encontrada a partir da variação de volume do ar e da área da face do pistão

$$\Delta z = \frac{V_2 - V_1}{A_{\text{pistão}}} = \frac{1{,}6\ \text{ft}^3}{1\ \text{ft}^2} = 1{,}6\ \text{ft}$$

Assim, a variação na energia potencial do pistão é

$$(\Delta\text{PE})_{\text{pistão}} = m_{\text{pistão}}\, g\,\Delta z$$
$$= (100\ \text{lb})\left(32{,}0\ \frac{\text{ft}}{\text{s}^2}\right)(1{,}6\ \text{ft})\left|\frac{1\ \text{lbf}}{32{,}2\ \text{lb}\cdot\text{ft/s}^2}\right|\left|\frac{1\ \text{Btu}}{778\ \text{ft}\cdot\text{lbf}}\right| = 0{,}2\ \text{Btu}$$

Finalmente,

$$Q = W + (\Delta\text{PE})_{\text{pistão}} + m_{\text{ar}}\,\Delta u_{\text{ar}}$$
$$= 4{,}35\ \text{Btu} + 0{,}2\ \text{Btu} + (0{,}6\ \text{lb})\left(18\ \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}\right) = 15{,}4\ \text{Btu} \quad \triangleleft$$

❷ que está de acordo com o resultado do item (a).

❶ Utilizando a variação de altura Δz determinada na análise, a variação na energia potencial do ar é em torno de 10^{-3} Btu, que neste caso é desprezível. O cálculo é deixado como exercício.

❷ Embora o valor de Q seja o mesmo para cada sistema, observe que os valores de W diferem. Também observe que as variações de energia diferem, dependendo de o sistema ser apenas ar ou ar e pistão.

Operação em Regime Estacionário. Um sistema está em regime estacionário se nenhuma de suas propriedades variar com o tempo (Seção 2.2). Muitos dispositivos operam em regime estacionário ou aproximadamente em regime estacionário, significando que as variações com o tempo nas propriedades são pequenas o suficiente para serem desprezadas. Os dois exemplos a seguir ilustram a aplicação da equação da taxa de energia para sistemas fechados em regime estacionário.

EXEMPLO 3.4

CAIXA DE REDUÇÃO EM REGIME ESTACIONÁRIO

Durante uma operação em regime estacionário, uma caixa de redução recebe 60 kW através de seu eixo de entrada e entrega potência através de seu eixo de saída. Para a caixa de redução considerada como sistema, a taxa de transferência de energia por calor é

$$\dot{Q} = -\text{hA}(T_b - T_f)$$

onde h é uma constante, h = 0,171 kW/m² · K, A = 1,0 m² é a área da superfície externa da caixa de redução, T_b = 300 K (27°C) é a temperatura da superfície externa e T_f = 293 K (20°C) é a temperatura do ar ambiente em torno da caixa de redução. Para a caixa de redução, calcule a taxa de transferência de calor e a potência entregue através do eixo de saída, cada uma em kW.

Solução

Dados: Uma caixa de redução opera com uma potência de entrada conhecida. Uma expressão para a taxa de transferência de calor da superfície externa também é conhecida.

Determinar: A taxa de transferência de calor e a potência entregue através do eixo de saída, em kW.

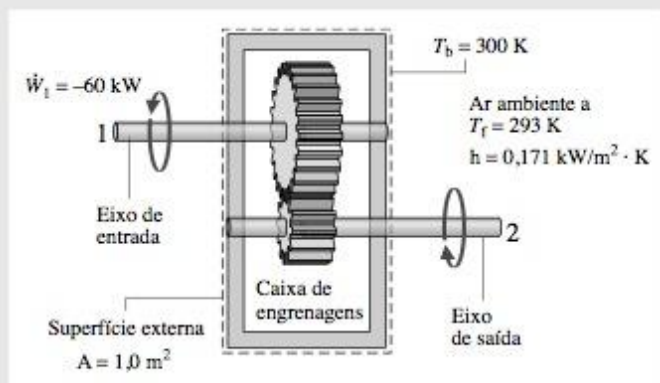
Esquema e Dados Fornecidos:

Hipótese: A caixa de redução é um sistema fechado em regime estacionário.

Figura E3.4

Análise: Utilizando a expressão dada para $\dot{Q}$ com os dados conhecidos, a taxa de transferência de energia por calor é

❶
$$\begin{aligned}\dot{Q} &= -\text{hA}(T_b - T_f)\\ &= -\left(0{,}171\frac{\text{kW}}{\text{m}^2\cdot\text{K}}\right)(1{,}0\ \text{m}^2)(300 - 293)\text{K}\\ &= -1{,}2\ \text{kW} \triangleleft\end{aligned}$$

O sinal negativo para $\dot{Q}$ indica que a energia é retirada da caixa de redução por transferência de calor.

O balanço da taxa de energia, Eq. 3.13, se reduz em regime estacionário a

❷
$$\overset{0}{\cancel{\frac{dE}{dt}}} = \dot{Q} - \dot{W} \quad \text{ou} \quad \dot{W} = \dot{Q}$$

O símbolo $\dot{W}$ representa a potência *líquida* oriunda do sistema. A potência líquida é a soma de $\dot{W}_1$ e a potência de saída $\dot{W}_2$.

$$\dot{W} = \dot{W}_1 + \dot{W}_2$$

Com essa expressão para $\dot{W}$, o balanço da taxa de energia se torna

$$\dot{W}_1 + \dot{W}_2 = \dot{Q}$$

Resolvendo para $\dot{W}_2$, inserindo $\dot{Q} = -1{,}2$ kW e $\dot{W}_1 = -60$ kW, onde o sinal negativo é necessário porque o eixo de entrada traz energia *para* o sistema, temos

❸
$$\begin{aligned}\dot{W}_2 &= \dot{Q} - \dot{W}_1 \\ &= (-1{,}2\text{ kW}) - (-60\text{ kW}) \\ &= +58{,}8\text{ kW} \triangleleft\end{aligned}$$

❹ O sinal positivo para $\dot{W}_2$ indica que a energia é transferida do sistema através do eixo de saída, conforme esperado.

❶ Essa expressão leva em conta a transferência de calor por convecção (Seção 15.1). Ela é escrita para estar de acordo com a convenção de sinais para a taxa de transferência de calor no balanço de taxa de energia (Eq. 3.13): $\dot{Q}$ é negativo quando T_b for maior do que T_f.

❷ As propriedades de um sistema em regime estacionário não variam com o tempo. A energia E é uma propriedade, mas a transferência de calor e o trabalho não são propriedades.

❸ Para esse sistema, a transferência de energia por trabalho ocorre em dois locais diferentes e os sinais associados com seus valores diferem.

❹ Em regime estacionário, a taxa de transferência de calor da caixa de redução leva em conta a diferença entre a potência de entrada e a de saída. Isso pode ser resumido pelo seguinte " balancete" da taxa de energia em termos das *magnitudes*:

	Entrada	Saída
	60 kW (eixo de entrada)	58,8 kW (eixo de saída)
		1,2 kW (transferência de calor)
Total:	60 kW	60 kW

EXEMPLO 3.5

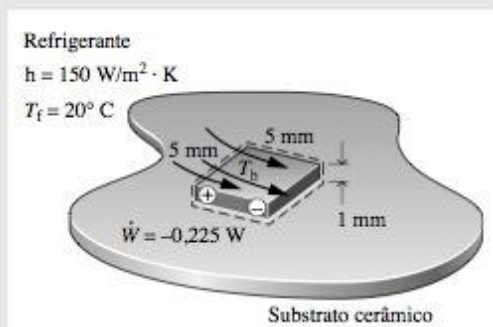
CHIP DE SILÍCIO EM REGIME ESTACIONÁRIO

Um chip de silício medindo 5 mm de lado e 1 mm de espessura está embutido em um substrato cerâmico. Em regime estacionário, o chip tem uma potência elétrica de entrada de 0,225 W. A superfície superior do chip está exposta a um refrigerante cuja temperatura é 20°C. A taxa de transferência de energia por calor entre o chip e o refrigerante é dada por $\dot{Q} = -hA(T_b - T_f)$, onde T_b e T_f são as temperaturas da superfície e do refrigerante, respectivamente, A é a área da superfície e h = 150 W/m² · K. Se a transferência de calor entre o chip e o substrato for desprezível, determine a temperatura da superfície do chip, em °C.

Solução

Dados: Um chip de silício de dimensões conhecidas tem sua superfície superior exposta a um refrigerante. A potência elétrica de entrada e os outros dados são conhecidos.

Determinar: A temperatura do chip em regime estacionário.

Esquema e Dados Fornecidos:

Hipóteses:

1. O chip é um sistema fechado em regime estacionário.
2. Não há transferência de calor entre o chip e o substrato.

Figura E3.5

Análise: A temperatura da superfície do chip, T_b, pode ser determinada utilizando-se o balanço de taxa de energia, Eq. 3.13, que em regime estacionário se reduz a:

❶
$$\frac{d\overset{0}{E}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W}$$

Com a hipótese 2, a única transferência de calor é para o refrigerante e é dada por

❷
$$\dot{Q} = -\text{hA}(T_b - T_f)$$

Juntando os resultados,

$$0 = -\text{hA}(T_b - T_f) - \dot{W}$$

Resolvendo para T_b,

$$T_b = \frac{-\dot{W}}{\text{hA}} + T_f$$

Nessa expressão, $\dot{W} = -0{,}225$ W, A $= 25 \times 10^{-6}$ m², h $= 150$ W/m² · K e $T_f = 293$ K, dando

$$T_b = \frac{-(-0{,}225 \text{ W})}{(150 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K})(25 \times 10^{-6} \text{ m}^2)} + 293 \text{ K}$$
$$= 353 \text{ K } (80°\text{C}) \triangleleft$$

❶ As propriedades de um sistema em regime estacionário não variam com o tempo. A energia E é uma propriedade, mas a transferência de calor e o trabalho não são propriedades.

❷ Essa expressão leva em conta a transferência de calor por convecção (Seção 15.1). Ela é escrita para estar de acordo com a convenção de sinais para a transferência de calor no balanço de taxa de energia (Eq. 3.13): $\dot{Q}$ é negativo quando T_b é maior do que T_f.

Operação Transiente. Muitos dispositivos passam por períodos de operação transiente em que o estado varia com o tempo. Isso é observado durante os períodos de partidas e paradas. O próximo exemplo ilustra a aplicação do balanço da taxa de energia em um motor elétrico durante a partida. O exemplo envolve também o trabalho elétrico e a energia transmitida por um eixo.

EXEMPLO 3.6

OPERAÇÃO TRANSIENTE DE UM MOTOR

A taxa de transferência de calor entre certo motor elétrico e sua vizinhança varia com o tempo conforme

$$\dot{Q} = -0{,}2[1 - e^{(-0{,}05t)}]$$

onde t está em segundos e $\dot{Q}$ está em kW. O eixo do motor gira a uma velocidade constante de $\omega = 100$ rad/s (cerca de 955 revoluções por minuto, RPM) e aplica um torque constante $\mathcal{T} = 18$ N · m a uma carga externa. O motor consome uma potência elétrica de entrada igual a 2,0 kW. Para o motor, represente graficamente $\dot{Q}$ e $\dot{W}$, em kW, e a variação de energia ΔE, em kJ, em função do tempo de $t = 0$ a $t = 120$ s. Comente.

Solução (CD-ROM)

3.7 ANÁLISE DE ENERGIA DOS CICLOS

Nesta seção, os conceitos de energia desenvolvidos até aqui são melhor ilustrados pelas aplicações a sistemas que percorrem ciclos termodinâmicos. Lembre-se da Seção 2.2 que quando um sistema em um dado estado inicial passa por uma seqüência de processos e finalmente retorna a esse estado, o sistema executou

um ciclo termodinâmico. O estudo dos sistemas que percorrem ciclos desempenha um importante papel no desenvolvimento da termodinâmica aplicada à engenharia. Tanto a primeira quanto a segunda lei da termodinâmica têm origem no estudo dos ciclos. Além disso, existem várias aplicações práticas importantes envolvendo geração de energia, propulsão de veículos e refrigeração para os quais um entendimento dos ciclos termodinâmicos é necessário. Nesta seção, os ciclos são considerados da perspectiva do princípio da conservação de energia. Os ciclos são estudados mais detalhadamente nos capítulos subseqüentes, utilizando-se o princípio da conservação de energia e a segunda lei da termodinâmica.

3.7.1 Balanço de Energia de Ciclos

O balanço de energia para um sistema qualquer submetido a um ciclo termodinâmico assume a forma

$$\Delta E_{\text{ciclo}} = Q_{\text{ciclo}} - W_{\text{ciclo}} \tag{3.14}$$

onde Q_{ciclo} e W_{ciclo} representam as quantidades *líquidas* de transferência de energia por calor e por trabalho, respectivamente, para o ciclo. Uma vez que o sistema retorna a sua condição inicial após o ciclo, não há variação *líquida* em sua energia. Assim sendo, o lado esquerdo da Eq. 3.14 se iguala a zero e a equação se reduz a

$$W_{\text{ciclo}} = Q_{\text{ciclo}} \tag{3.15}$$

A Eq. 3.15 é uma expressão do princípio de conservação da energia que deve ser satisfeita por *todo* ciclo termodinâmico, independentemente da seqüência de processos seguidos pelo sistema que percorre o ciclo ou da natureza das substâncias que compõem o sistema.

A Fig. 3.8 fornece esquemas simplificados de duas classes gerais de ciclos considerados neste livro: ciclos motores e ciclos de refrigeração e bombas de calor. Em cada caso ilustrado, um sistema passa por um ciclo enquanto se comunica termicamente com dois corpos, um quente e o outro frio. Esses corpos são sistemas localizados na vizinhança do sistema que percorre o ciclo. Durante cada ciclo há também uma quantidade líquida de energia trocada com a vizinhança sob a forma de trabalho.

Observe cuidadosamente que ao utilizar os símbolos Q_{entrada} e $Q_{\text{saída}}$ na Fig. 3.8, nos afastamos da convenção de sinais estabelecida anteriormente para a transferência de calor. Nesta seção é vantajoso considerar Q_{entrada} e $Q_{\text{saída}}$ como transferências de energia nos *sentidos indicados pelas setas*. O sentido do trabalho líquido do ciclo, W_{ciclo}, é ***também indicado por uma seta***. Finalmente, observe que os sentidos das transferências de energia mostrados na Fig. 3.8*b* são opostos aos da Fig. 3.8*a*.

Atualização da Metodologia

3.7.2 Ciclos Motores

Os sistemas que passam por ciclos do tipo mostrado na Fig. 3.8*a* fornecem uma transferência líquida de energia sob a forma de trabalho para sua vizinhança durante cada ciclo. Qualquer ciclo desse tipo é denominado ***ciclo motor***. Da Eq. 3.15, a saída líquida de trabalho é igual à transferência líquida de calor para o ciclo, ou

ciclo motor

$$W_{\text{ciclo}} = Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{saída}} \quad \text{(ciclo motor)} \tag{3.16}$$

onde Q_{entrada} representa a transferência de calor de energia *para* o sistema a partir de um corpo quente e $Q_{\text{saída}}$ representa a transferência de calor para *fora* do sistema para o corpo frio. Da Eq. 3.16 fica claro que Q_{entrada} deve ser maior do que $Q_{\text{saída}}$ para um ciclo *motor*. A energia fornecida por transferência de calor para um sistema submetido a um ciclo motor é normalmente oriunda da queima de um combustível ou de uma reação nuclear controlada; ela também pode ser obtida da radiação solar. A energia $Q_{\text{saída}}$ é descarregada geralmente para a atmosfera vizinha ou para um corpo de água próximo.

O rendimento de um sistema submetido a um *ciclo motor* pode ser descrito em termos da extensão para a qual a energia adicionada por calor, Q_{entrada}, é *convertida* em uma saída de trabalho líquido, W_{ciclo}. A extensão da conversão de energia de calor para trabalho é representada pela seguinte razão, denominada comumente ***eficiência térmica:***

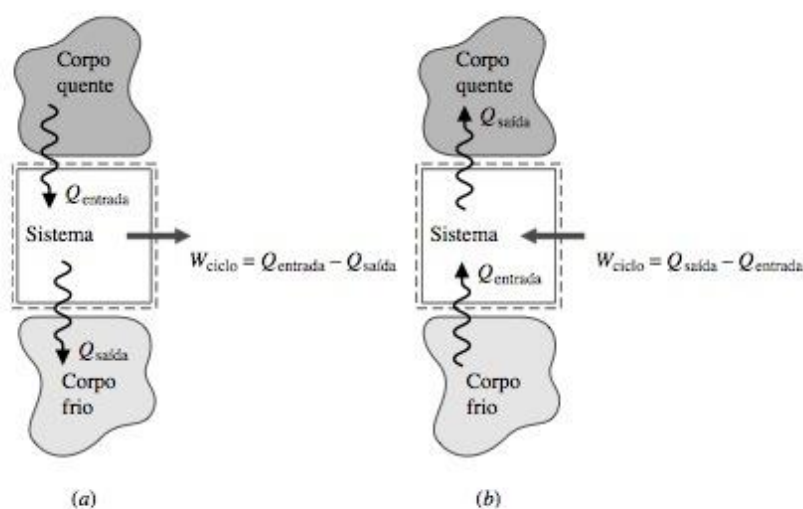



Figura 3.8 Diagrama esquemático de dois casos importantes de ciclos. (*a*) Ciclos motores. (*b*) Ciclos de refrigeração e bomba de calor.

eficiência térmica

$$\eta = \frac{W_{ciclo}}{Q_{entrada}} \quad \text{(ciclo motor)} \tag{3.17a}$$

Introduzindo a Eq. 3.16, uma forma alternativa é obtida como

$$\eta = \frac{Q_{entrada} - Q_{saída}}{Q_{entrada}} = 1 - \frac{Q_{saída}}{Q_{entrada}} \quad \text{(ciclo motor)} \tag{3.17b}$$

Uma vez que a energia é conservada, a eficiência térmica jamais pode ser maior do que a unidade (100%). De qualquer modo, a experiência com ciclos motores reais mostra que o valor da eficiência térmica é invariavelmente *menor* do que a unidade. Isto é, nem toda a energia adicionada ao sistema por transferência de calor é convertida em trabalho; uma parte é descarregada para o corpo frio por transferência de calor. Utilizando a segunda lei da termodinâmica, mostraremos no Cap. 6 que a conversão de calor em trabalho não pode ser alcançada totalmente por nenhum ciclo motor. A eficiência térmica de *todo* ciclo motor tem de ser menor do que a unidade: $\eta < 1$.

3.7.3 Ciclos de Refrigeração e Bomba de Calor

ciclos de refrigeração e bomba de calor

A seguir, considere os ***ciclos de refrigeração e bomba de calor*** mostrados na Fig. 3.8*b*. Para os ciclos desse tipo, $Q_{entrada}$ é a energia transferida por calor *para* o sistema submetido a um ciclo *a partir* do corpo frio e $Q_{saída}$ é a energia descarregada por transferência de calor *a partir* do sistema *para* o corpo quente. Para realizar essas transferências de calor é necessário um trabalho líquido de *entrada*, W_{ciclo}. Essas grandezas, $Q_{entrada}$, $Q_{saída}$ e W_{ciclo}, são relacionadas pelo balanço de energia, que para os ciclos de refrigeração e bomba de calor toma a forma

$$W_{ciclo} = Q_{saída} - Q_{entrafa} \quad \text{(ciclos de refrigeração e bomba de calor)} \tag{3.18}$$

Uma vez que W_{ciclo} é positivo nessa equação, $Q_{saída}$ é maior do que $Q_{entrada}$.

Embora até agora os tenhamos tratado de forma única, os ciclos de refrigeração e bomba de calor apresentam objetivos diferentes. O objetivo do ciclo de refrigeração é resfriar um espaço ou manter a temperatura no interior de uma residência, ou de um prédio, *abaixo* da do ambiente. O objetivo de uma bomba de calor é manter a temperatura no interior de uma residência, ou outra construção, *acima* da temperatura da vizinhança ou fornecer aquecimento para certos processos industriais que ocorrem a temperaturas elevadas.

Uma vez que os ciclos de refrigeração e bomba de calor têm objetivos diferentes, seus parâmetros de desempenho, denominados *coeficientes de eficácia*, são definidos diferentemente. Esses coeficientes de eficácia são considerados a seguir.

Ciclos de Refrigeração

A eficácia dos *ciclos de refrigeração* pode ser descrita como a razão entre a quantidade de energia recebida pelo sistema submetido a um ciclo a partir de um corpo frio, $Q_{entrada}$, e a transferência líquida de energia sob a forma de trabalho para o sistema para obter esse efeito, W_{ciclo}. Assim, o ***coeficiente de eficácia***, β, é

$$\beta = \frac{Q_{entrada}}{W_{ciclo}} \quad \text{(ciclo de refrigeração)} \qquad (3.19a)$$

coeficiente de eficácia

Introduzindo a Eq. 3.18, uma expressão alternativa para β é obtida como

$$\beta = \frac{Q_{entrada}}{Q_{saída} - Q_{entrada}} \quad \text{(ciclo de refrigeração)} \qquad (3.19b)$$

Para um refrigerador doméstico, $Q_{saída}$ é descarregado para o espaço no qual o refrigerador está localizado. W_{ciclo} é normalmente fornecido na forma de eletricidade para alimentar o motor que aciona o refrigerador.

Por Exemplo… em um refrigerador o compartimento interno funciona como o corpo frio e o ar ambiente em torno do refrigerador é o corpo quente. A energia $Q_{entrada}$ dos alimentos e outros componentes do compartimento interno é cedida para o refrigerante em circulação. Para que essa transferência de calor ocorra, a temperatura do refrigerante deve estar necessariamente abaixo da temperatura do conteúdo do refrigerador. A energia $Q_{saída}$ é cedida *do* refrigerante *para* o ar ambiente. Para que essa transferência de calor ocorra, a temperatura do refrigerante em circulação deve estar necessariamente acima da temperatura do ar ambiente. Para alcançar esses resultados, é necessário *fornecer* trabalho. Para um refrigerador, W_{ciclo} é fornecido na forma de eletricidade. ▲

Ciclos de Bomba de Calor

A eficácia das *bombas de calor* pode ser descrita como a razão entre a quantidade de energia descarregada pelo sistema submetido ao ciclo para o corpo quente, $Q_{saída}$, e a transferência de energia líquida sob a forma de trabalho para o sistema para obter esse efeito, W_{ciclo}. Assim, o ***coeficiente de eficácia***, γ, é

$$\gamma = \frac{Q_{saída}}{W_{ciclo}} \quad \text{(ciclo de bomba de calor)} \qquad (3.20a)$$

coeficiente de eficácia

Introduzindo a Eq. 3.18, uma expressão alternativa para esse coeficiente de eficácia é obtida como

$$\gamma = \frac{Q_{saída}}{Q_{saída} - Q_{entrada}} \quad \text{(ciclo de bomba de calor)} \qquad (3.20b)$$

A partir dessa equação pode ser visto que o valor de γ nunca será menor do que a unidade. Para bombas de calor residenciais, a grandeza $Q_{entrada}$ é normalmente retirada da atmosfera circundante, do solo ou de um corpo de água próximo. O W_{ciclo} é normalmente fornecido sob a forma de eletricidade.

Os coeficientes de eficácia β e γ são definidos como as razões entre o efeito de transferência de calor desejado e o custo em termos do trabalho para atingir esse efeito. Baseado nas definições, deseja-se termodinamicamente que esses coeficientes tenham valores que sejam os maiores possíveis. Entretanto, conforme discutido no Cap. 6, os coeficientes de desempenho devem satisfazer as restrições impostas pela segunda lei da termodinâmica.

3.8 Resumo do Capítulo e Guia de Estudo

Neste capítulo, consideramos o conceito de energia a partir da perspectiva da engenharia e introduzimos os balanços de energia para a aplicação do princípio de conservação de energia a sistemas fechados. Uma idéia básica é que a energia pode ser armazenada nos sistemas de três formas macroscópicas: energia interna, energia cinética e energia potencial gravitacional. A energia também pode ser transferida para e a partir de sistemas.

A energia pode ser transferida de e para sistemas fechados por apenas duas formas: trabalho e transferência de calor. O trabalho e a transferência de calor são identificados na fronteira do sistema e não são propriedades. Em mecânica, trabalho é a transferência de energia associada com as forças e os deslocamentos na fronteira do sistema. A definição termodinâmica de trabalho, introduzida neste capítulo, amplia a noção de trabalho da mecânica para incluir outros tipos de trabalho. A transferência de energia por calor é devida à diferença de temperatura entre o sistema e sua vizinhança e ocorre no sentido decrescente da temperatura. Os modos de transferência de calor incluem a condução, a radiação e a convecção. As seguintes convenções de sinais são utilizadas para trabalho e transferência de calor:

- $W, \dot{W} \begin{cases} > 0: \text{trabalho realizado pelo sistema} \\ < 0: \text{trabalho realizado sobre o sistema} \end{cases}$

- $Q, \dot{Q} \begin{cases} > 0: \text{calor transferido para o sistema} \\ < 0: \text{calor transferido do sistema} \end{cases}$

A energia é uma propriedade extensiva de um sistema. Apenas as variações na energia de um sistema têm significado. As variações na energia são contabilizadas nos balanços de energia. O balanço de energia para um processo de um sistema fechado é dado pela Eq. 3.11 e uma forma análoga em termos de taxa temporal é dada pela Eq. 3.13. A Eq. 3.15 é uma forma especial do balanço de energia para um sistema submetido a um ciclo termodinâmico.

A seguinte lista de verificação fornece as instruções de estudo para este capítulo. Quando você tiver completado o estudo do texto e os exercícios do final do capítulo, você deve estar apto a:

energia interna
energia cinética
energia potencial
trabalho
potência
transferência de calor
processo adiabático
balanço de energia
ciclo motor
ciclo de refrigeração
ciclo de bomba de calor

- detalhar os significados dos termos listados nas margens ao longo do capítulo e compreender cada um dos conceitos relacionados. O subconjunto de termos listados aqui na margem é particularmente importante nos capítulos seguintes.
- calcular estas grandezas de energia:
  - variações na energia cinética e potencial utilizando as Eqs. 3.1 e 3.2, respectivamente.
  - trabalho e potência utilizando as Eqs. 3.3 e 3.4, respectivamente.
  - trabalho de expansão ou compressão utilizando a Eq. 3.9.
- aplicar os balanços de energia a sistemas fechados em cada uma das suas diversas formas alternativas, modelando apropriadamente o caso em questão, observando corretamente as convenções de sinais para o trabalho e a transferência de calor e aplicando cuidadosamente as unidades do SI e outras.
- conduzir análises de energia para sistemas submetidos a ciclos termodinâmicos utilizando a Eq. 3.15 e avaliando, conforme o caso, as eficiências térmicas de ciclos motores e os coeficientes de eficácia dos ciclos de refrigeração e bombas de calor.

PROBLEMAS

CONCEITOS DE ENERGIA DA MECÂNICA

3.1 A massa de um automóvel é de 1200 kg. Qual é a sua energia cinética, em kJ, em relação à estrada quando ele viaja a uma velocidade de 50 km/h? Se o veículo acelerar para 100 km/h, qual é a variação na energia cinética, em kJ?

3.2 Um objeto de peso 40 kN é posicionado a uma altura de 30 m acima da superfície da Terra. Para $g = 9{,}78 \text{ m/s}^2$, determine a energia potencial gravitacional do objeto, em kJ, em relação à superfície da Terra.

3.3 (CD-ROM)

3.4 Um corpo cujo volume é $1{,}5 \text{ ft}^3$ e cuja massa específica é 3 lb/ft^3 sofre um decréscimo de energia potencial gravitacional de 500 ft · lbf. Para $g = 31{,}0 \text{ ft/s}^2$, determine a variação na altura, em ft.

3.5 Qual é a variação de energia potencial, em ft · lbf, de um automóvel pesando 2600 lbf ao nível do mar quando ele viaja do nível do mar para uma elevação de 2000 ft? Considere que a aceleração da gravidade seja constante.

3.6 Um objeto de massa de 10 kg, apresentando uma velocidade inicial de 500 m/s, desacelera para uma velocidade final de 100 m/s. Qual é a variação de energia cinética do objeto, em kJ?

3.7 (CD-ROM)

3.8 (CD-ROM)

TRABALHO E POTÊNCIA

3.9 A força de arraste, F_D, imposta pelo ar ambiente a um veículo em movimento com velocidade V é dada por

$$F_D = C_D A \tfrac{1}{2} \rho V^2$$

onde C_D é uma constante denominada coeficiente de arraste, A é a área frontal projetada do veículo e ρ é a massa específi-

ca do ar. Determine a potência, em kW, necessária para vencer o arraste aerodinâmico para um caminhão movendo-se a 110 km/h, se $C_D = 0{,}65$, $A = 10$ m² e $\rho = 1{,}1$ kg/m³.

3.10 A principal força de oposição ao movimento de um veículo é a resistência ao rolamento dos pneus, F_r, dada por

$$F_r = f\mathcal{W}$$

onde f é uma constante denominada coeficiente de resistência ao rolamento e $\mathcal{W}$ é o peso do veículo. Determine a potência, em kW, necessária para vencer a resistência ao rolamento para um caminhão pesando 322,5 kN que está se movendo a 110 km/h. Adote $f = 0{,}0069$.

3.11 (CD-ROM)

3.12 A tabela a seguir apresenta os dados encontrados na medição da pressão versus volume durante a compressão de um refrigerante dentro de um cilindro de um compressor de refrigeração. Utilizando os dados da tabela:

(a) Determine o valor de n tal que os dados sejam ajustados a uma equação da forma $pV^n = constante$;

(b) Calcule analiticamente o trabalho realizado sobre o refrigerante, em Btu, utilizando a Eq. 3.9 com o resultado do item (a).

Pontos Dados	p (lbf/in²)	V (in³)
1	112	13,0
2	131	11,0
3	157	9,0
4	197	7,0
5	270	5,0
6	424	3,0

3.13 (CD-ROM)

3.14 Meio quilo de um gás contido em uma montagem pistão-cilindro está submetido a um processo a pressão constante de 4 bar iniciando em $v_1 = 0{,}72$ m³/kg. Para o gás como um sistema, o trabalho é -84 kJ. Determine o volume final do gás, em m³.

3.15 (CD-ROM)

3.16 Um gás é comprimido de $V_1 = 0{,}09$ m³, $p_1 = 1$ bar para $V_2 = 0{,}03$ m³ e $p_2 = 3$ bar. A pressão e o volume são relacionados linearmente durante o processo. Para o gás, encontre o trabalho, em kJ.

3.17 Gás dióxido de carbono em uma montagem pistão-cilindro se expande de um estado inicial onde $p_1 = 60$ lbf/in², $V_1 = 1{,}78$ ft³ para uma pressão final de $p_2 = 20$ lbf/in². A relação entre a pressão e o volume durante o processo é $pV^{1,3} = constante$. Para o gás, calcule o trabalho realizado, em lb · lbf. Converta sua resposta para Btu.

3.18 Um gás se expande de um estado inicial onde $p_1 = 500$ kPa e $V_1 = 0{,}1$ m³ para um estado final onde $p_2 = 100$ kPa. A relação entre a pressão e o volume durante o processo é $pV = constante$. Esboce o processo em um diagrama $p - V$ e determine o trabalho, em kJ.

3.19 Um sistema fechado composto por 0,5 lbmol de ar é submetido a um processo politrópico de $p_1 = 20$ lbf/in², $v_1 = 9{,}26$ ft³/lb para um estado final onde $p_2 = 60$ lbf/in², $v_2 = 3{,}98$ ft³/lb. Determine a quantidade de energia transferida sob a forma de trabalho, em Btu, para o processo.

3.20 O ar está submetido a dois processos em série:

Processo 1-2: compressão politrópica, com $n = 1{,}3$, de $p_1 = 100$ kPa, $v_1 = 0{,}04$ m³/kg para $v_2 = 0{,}02$ m³/kg.

Processo 2-3: processo a pressão constante até $v_3 = v_1$. Esboce os processos em um diagrama $p - V$ e determine o trabalho por unidade de massa de ar, em kJ/kg.

3.21 Um gás está submetido a três processos em série que completam um ciclo:

Processo 1-2: compressão de $p_1 = 10$ lbf/in², $V_1 = 4{,}0$ ft³ para $p_2 = 50$ lbf/in², durante a qual a relação pressão volume é $pV = constante$

Processo 2-3: volume constante até $p_3 = p_1$

Processo 3-1: pressão constante

Esboce o ciclo em um diagrama $p - V$ e determine o trabalho *líquido* para o ciclo, em Btu.

3.22 (CD-ROM)

3.23 O eixo do ventilador de um sistema de exaustão de um prédio gira a 300 RPM acionado por uma correia que passa por uma polia de 0,3 m de diâmetro. A força líquida aplicada perifericamente pela correia sobre a polia é 2000 N. Determine o torque aplicado pela correia sobre a polia em N · m e a potência transmitida, em kW.

3.24 A Fig. P3.24 mostra um objeto cuja massa é 50 lb suspenso por uma corda enrolada em uma polia. O raio da polia é 3 in. Se a massa desce a uma velocidade constante de 3 ft/s, determine a potência transmitida à polia, em hp, e a velocidade de rotação da polia, em RPM. A aceleração da gravidade é $g = 32{,}0$ ft/s².

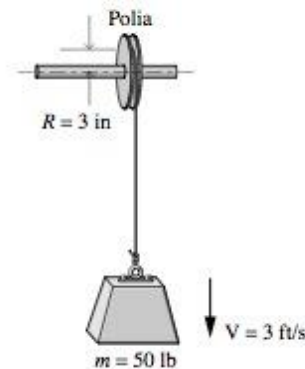



Figura P3.24

3.25 Um motor elétrico consome uma corrente de 10 ampères com uma tensão de 110 V. O eixo desenvolve um torque de 10,2 N · m e uma velocidade de rotação de 1000 RPM. Para a operação em regime estacionário, determine:

(a) a potência elétrica requerida pelo motor e a potência desenvolvida pelo eixo, em kW;

(b) a potência líquida de entrada para o motor, em kW;

(c) a quantidade de energia transferida para o motor por trabalho elétrico e a quantidade de energia transferida do motor pelo eixo, em kW · h durante 2 h de operação.

3.26 Uma bateria de 12 V de um automóvel é carregada com uma corrente constante de 2 ampères por 24 h. Se a eletricidade custa \$0,08 por kW · h, determine o custo do recarregamento da bateria.

3.27 (CD-ROM)

BALANÇO DE ENERGIA

3.28 Cada linha da tabela a seguir fornece informações sobre um processo em um sistema fechado. Todos os valores possuem as mesmas unidades de energia. Complete os espaços em branco na tabela.

Processo	Q	W	E_1	E_2	ΔE
a	+50	−20		+50	
b	+50	+20	+20		
c	−40			+60	+20
d		−90		+50	0
e	+50		+20		−100

3.29 Cada linha da tabela a seguir fornece informações sobre um processo em um sistema fechado. Todos os valores têm as mesmas unidades de energia. Complete os espaços em branco na tabela.

Processo	Q	W	E_1	E_2	ΔE
a	+1000		+100	+800	
b		−500	+200	+300	
c	−200	+300		+1000	
d		−400	+400		+600
e	−400			+800	−400

3.30 Um sistema fechado de massa 2 kg é submetido a um processo no qual o calor é transferido com uma magnitude de 25 kJ de um sistema para sua vizinhança. A elevação do sistema aumenta em 700 m durante o processo. A energia interna específica do sistema *decresce* 15 kJ/kg e não há variação na energia cinética do sistema. A aceleração da gravidade é constante em $g = 9{,}6$ m/s^2. Determine o trabalho, em kJ.

3.31 Um sistema fechado de massa 3 kg é submetido a um processo no qual o calor é transferido a 150 kJ de um sistema para sua vizinhança. O trabalho realizado sobre o sistema é 75 kJ. Se a energia interna específica do sistema é 450 kJ/kg, qual é a energia interna específica final, em kJ/kg? Despreze as variações nas energias cinética e potencial.

3.32 (CD-ROM)

3.33 Um sistema fechado de massa 2 lb é submetido a dois processos em série:

Processo 1-2: $v_1 = v_2 = 4{,}434$ ft^3/lb, $p_1 = 100$ lbf/in^2, $u_1 = 1105{,}8$ Btu/lb, $Q_{12} = -581{,}36$ Btu

Processo 2-3: $p_2 = p_3 = 60$ lbf/in^2, $v_3 = 7{,}82$ ft^3/lb, $u_3 = 1121{,}4$ Btu/lb

Os efeitos de energia cinética e potencial podem ser desprezados. Determine o trabalho e a transferência de calor para o processo 2-3, em Btu.

3.34 Um gerador elétrico acoplado a um moinho de vento produz uma potência elétrica média de saída de 15 kW. A potência é utilizada para carregar uma bateria. A transferência de calor da bateria para a vizinhança ocorre a uma taxa constante de 1,8 kW. Determine, para 8 h de operação,

(a) a quantidade total de energia armazenada na bateria, em kJ;

(b) o valor da energia armazenada, em \$, se a eletricidade custa \$0,08 por kW · h.

3.35 (CD-ROM)

3.36 Um sistema fechado é submetido a um processo durante o qual há transferência de energia *do* sistema por calor a uma taxa constante de 10 kW e a potência varia com o tempo de acordo com

$$\dot{W} = \begin{cases} -8t & 0 < t \leq 1\text{ h} \\ -8 & t > 1\text{ h} \end{cases}$$

onde é t o tempo, em h, e $\dot{W}$ está em kW.

(a) Qual é a taxa de variação da energia do sistema em $t = 0{,}6$ h, em kW?

(b) Determine a variação na energia do sistema após 2 h, em kJ.

3.37 (CD-ROM)

3.38 Um gás se expande em uma montagem pistão-cilindro de $p_1 = 8{,}2$ bar, $V_1 = 0{,}0136$ m^3 para $p_2 = 3{,}4$ bar em um processo durante o qual a relação entre a pressão e o volume é $pV^{1{,}2} = constante$. A massa do gás é de 0,183 kg. Se a energia interna específica do gás *decresce* em 29,8 kJ/kg durante o processo, determine a transferência de calor, em kJ. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis.

3.39 Ar está contido em um tanque rígido bem isolado com um volume de 0,6 m^3. Uma roda de pás no tanque transfere energia para o ar a uma taxa constante de 4 W por 1 h. A massa específica inicial do ar é de 1,2 de kg/m^3. Se não ocorrerem variações nas energias cinética e potencial, determine

(a) o volume específico no estado final, em m^3/kg;

(b) a transferência de energia por trabalho, em kJ;

(c) a variação na energia interna específica do ar, em kJ/kg.

3.40 Um gás está contido em um tanque fechado e rígido. Um resistor elétrico no tanque transfere energia *para* o gás a uma taxa constante de 1000 W. A transferência de calor entre o gás e a vizinhança ocorre a uma taxa de $\dot{Q} = -50t$, onde $\dot{Q}$ está em watts e t é o tempo, em min.

(a) Represente graficamente a taxa temporal da variação da energia do gás para $0 \leq t \leq 20$ min, em watts.

(b) Determine a variação líquida na energia do gás após 20 min, em kJ.

(c) Se a eletricidade custa \$0,08 por kW · h, qual o custo de eletricidade para 20 min de operação do resistor?

3.41 O vapor em uma montagem pistão-cilindro é submetido a um processo politrópico, com $n = 2$, de um estado inicial onde $p_1 = 500$ lbf/in^2, $v_1 = 1{,}701$ ft^3/lb, $u_1 = 1363{,}3$ Btu/lb para um estado final onde $u_2 = 990{,}58$ Btu/lb. Durante o processo, há uma transferência de calor do vapor de magnitude de 342,9 Btu. A massa de vapor é 1,2 lb. Desprezando as variações nas

energias cinética e potencial, determine o trabalho, em Btu, e o volume final específico, em ft^3/lb.

3.42 Um gás está contido em uma montagem vertical pistão-cilindro por um pistão pesando 675 lbf e uma superfície superior com área de 8 in^2. A atmosfera exerce uma pressão de 14,7 lbf/in^2 sobre a superfície superior do pistão. Um resistor elétrico transfere energia para o gás num total de 3 Btu. A energia interna do gás aumenta em 1 Btu, que é a única variação significativa da energia interna de todos os componentes presentes. O pistão e o cilindro são maus condutores térmicos e o atrito pode ser desprezado. Determine a variação na elevação do pistão, em ft.

3.43 Ar está contido em uma montagem vertical pistão-cilindro por um pistão de massa 50 kg e uma área de 0,01 m^2. A massa do ar é 4 g e o ar ocupa inicialmente um volume de 5 litros. A atmosfera exerce uma pressão de 100 kPa sobre a superfície superior do pistão. A transferência de calor de magnitude 1,41 kJ ocorre lentamente do ar para sua vizinhança e o volume do ar decresce para 0,0025 m^3. Desprezando o atrito entre o pistão e a parede do cilindro, determine a variação de energia interna específica do ar, em kJ/kg.

3.44 (CD-ROM)

CICLOS TERMODINÂMICOS

3.45 A tabela a seguir fornece dados, em kJ, para um sistema submetido a um ciclo termodinâmico composto de quatro processos em série. Para o ciclo, os efeitos de energia cinética e potencial podem ser desprezados. Determine:

(a) os dados em branco da tabela, em kJ;
(b) se o ciclo é um ciclo motor ou um ciclo de refrigeração.

Processo	ΔU	Q	W
1-2			−610
2-3	670		230
3-4		0	920
4-1	−320		0

3.46 A tabela a seguir fornece dados, em Btu, para um sistema submetido a um ciclo termodinâmico composto de quatro processos em série. Determine:

(a) os dados em branco da tabela, em kJ;
(b) se o ciclo é um ciclo motor ou um ciclo de refrigeração.

Processo	ΔU	ΔKE	ΔPE	ΔE	Q	W
1	950	50	0		1000	
2		0	50	−450		450
3	−650		0	−600		0
4	200	−100	−50		0	

3.47 Um gás é submetido a um processo termodinâmico composto de três processos:

Processo 1-2: compressão com $pV = constante$, de $p_1 = 1$ bar, $V_1 = 1,6\ m^3$ até $V_2 = 0,2\ m^3$, $U_2 - U_1 = 0$

Processo 2-3: pressão constante até $V_3 = V_1$

Processo 3-1: volume constante, $U_1 - U_3 = -3549$ kJ

Não há variações significativas de energia cinética e potencial. Determine a transferência de calor e o trabalho para o processo 2-3, em kJ. Esse é um ciclo motor ou um ciclo de refrigeração?

3.48 (CD-ROM)

3.49 Um sistema fechado é submetido a um ciclo termodinâmico composto dos seguintes processos:

Processo 1-2: compressão adiabática com $pV^{1,4} = constante$, de $p_1 = 50\ lbf/in^2$, $V_1 = 3\ ft^3$ até $V_2 = 1\ ft^3$

Processo 2-3: volume constante

Processo 3-1: pressão constante $U_1 - U_3 = 46,7$ Btu

Não há variações significativas de energia cinética e potencial.

(a) Esboce o ciclo graficamente em um diagrama $p - V$.
(b) Calcule o trabalho líquido para o ciclo, em Btu.
(c) Calcule a transferência de calor para o processo 2-3, em Btu.

3.50 Para um ciclo motor operando conforme a Fig. 3.8*a*, as transferências de calor são $Q_{entrada} = 25.000$ kJ e $Q_{saída} = 15.000$ kJ. Determine o trabalho líquido, em kJ, e a eficiência térmica.

3.51 (CD-ROM)

3.52 O trabalho líquido de um ciclo motor operando conforme a Fig. 3.8*a* é 8×10^6 Btu e a transferência de calor $Q_{saída}$ é 12×10^6 Btu. Qual é a eficiência térmica do ciclo motor?

3.53 (CD-ROM)

3.54 Um ciclo motor recebe energia por transferência de calor da queima de um combustível a uma taxa de 300 MW. A eficiência térmica do ciclo é 33,3%.

(a) Determine a taxa de potência líquida desenvolvida, em MW.
(b) Para 8000 horas de operação anuais, determine o trabalho líquido, em kW.h por ano.
(c) Calculando a saída de trabalho líquido a $0,08 por kW · h, determine o valor do trabalho líquido, em $/ano.

3.55 (CD-ROM)

3.56 Para cada um dos itens a seguir, qual desempenha o papel do corpo quente e do corpo frio do esquema apropriado da Fig. 3.8?

(a) Ar condicionado de janela
(b) Reator nuclear de um submarino atômico
(c) Bomba de calor geotérmica

3.57 Um ciclo de refrigeração operando conforme mostrado na Fig. 3.8*b* tem transferência de calor $Q_{saída} = 3200$ Btu e trabalho líquido de $W_{ciclo} = 1200$ Btu. Determine o coeficiente de eficácia para o ciclo.

3.58 (CD-ROM)

3.59 Um ciclo de refrigeração remove energia de um espaço refrigerado a uma taxa de 12.000 Btu/h. Para um coeficiente de eficácia de 2,6, determine a potência líquida necessária, em Btu/h. Converta sua resposta para hp.

3.60 Um ciclo de bomba de calor cujo coeficiente de eficácia é 2,5 entrega energia por transferência de calor para uma residência a uma taxa de 20 kW.

(a) Determina a potência líquida necessária para operar a bomba de calor, em kW.

(b) Calculando a energia elétrica a $0,08 por kW · h, determine o custo da eletricidade em um mês quando a bomba de calor opera durante 200 horas.

3.61 (CD-ROM)

3.62 Um refrigerador doméstico com um coeficiente de eficácia de 2,4 remove energia de um espaço refrigerado a uma taxa de 600 Btu/h. Calculando a eletricidade em $0,08 por kW · h, determine o custo da eletricidade em um mês quando o refrigerador opera durante 360 horas.

AVALIANDO PROPRIEDADES

Introdução...

A aplicação do balanço de energia a um sistema de interesse requer o conhecimento das propriedades deste sistema e de como as propriedades estão relacionadas. O ***objetivo*** deste capítulo é apresentar as relações das propriedades relevantes à engenharia termodinâmica. Como parte da apresentação, são dados diversos exemplos para ilustrar o uso do balanço de energia para o sistema fechado introduzido no Cap. 3 juntamente com as relações das propriedades consideradas neste capítulo.

objetivo do capítulo

4.1 DEFININDO O ESTADO

O estado de um sistema fechado em equilíbrio é a sua condição conforme descrita pelos valores de suas propriedades termodinâmicas. Observando muitos sistemas, sabe-se que nem todas as suas propriedades são independentes umas das outras, e o estado pode ser determinado univocamente pelos valores de suas propriedades *independentes*. Os valores para todas as outras propriedades podem ser determinados se esse subconjunto independente for especificado. Uma regra geral conhecida como ***princípio dos estados equivalentes*** foi desenvolvida como um guia na determinação do número de propriedades independentes necessárias para se determinar o estado de um sistema.

princípio dos estados equivalentes

Para a maioria das aplicações, estamos interessados no que o princípio dos estados equivalentes estabelece a respeito de estados *intensivos* de sistemas. Sistemas de substâncias puras comumente encontradas, como a água e a mistura de gases não reativos, são de especial interesse. Esses sistemas são classificados como ***sistemas compressíveis simples***. Experiências demonstram que o modelo de sistema compressível simples é útil para uma ampla faixa de aplicações em engenharia. Para tais sistemas, o princípio estabelece que o número de propriedades intensivas independentes é *dois*.

sistemas compressíveis simples

Por Exemplo... no caso de um gás, a temperatura e uma outra propriedade intensiva, como o volume específico, podem ser escolhidas como as duas propriedades independentes. O princípio dos estados equivalentes estabelece então que a pressão, a energia interna específica e todas as outras propriedades *intensivas* pertinentes poderiam ser determinadas em função de T e v: $p = p(T, v)$, $u = u(T, v)$ e assim sucessivamente. As relações funcionais poderiam ser desenvolvidas utilizando-se dados experimentais e poderiam depender explicitamente da identidade química particular das substâncias que constituem o sistema. ▲

As propriedades intensivas, como a velocidade e a elevação que têm valores determinados em relação a referenciais *externos* ao sistema, são excluídas da consideração presente. Também, conforme o nome sugere, mudanças no volume podem ter uma influência significativa na energia de *um sistema compressível simples*. A única forma de transferência de energia devida a trabalho que pode ocorrer à medida que um sistema simples compressível é submetido a *processos de quase-equilíbrio*, é associada com a variação do volume e é dada por $\int p\, dV$.

AVALIANDO PROPRIEDADES: CONSIDERAÇÕES GERAIS

Esta parte do capítulo refere-se geralmente às propriedades termodinâmicas de sistemas compressíveis simples compostos de substâncias *puras*. Uma substância pura é aquela de composição uniforme e quimicamente invariável. As relações das propriedades para sistemas nos quais a composição muda através de re-

ação química não são consideradas neste livro. Na segunda parte deste capítulo, consideraremos a avaliação das propriedades utilizando o *modelo de gás ideal*.

4.2 RELAÇÃO p–v–T

Iniciamos nosso estudo de propriedades de substâncias puras, de substâncias compressíveis simples e das relações entre essas propriedades com a pressão, o volume específico e a temperatura. Sabemos por experiência que a temperatura e o volume específico podem ser considerados como independentes e que a pressão pode ser determinada em função desses dois: $p = p(T, v)$. O gráfico de tal função é uma *superfície*, a superfície p–v–T.

4.2.1 SUPERFÍCIE p–v–T

A Fig. 4.1 é a superfície p–v–T da água. Como existe semelhança no comportamento p–v–T na maioria das substâncias puras, a Fig. 4.1 pode ser considerada representativa. As coordenadas de um ponto na superfície p–v–T representam os valores que a pressão, o volume específico e a temperatura assumem quando a substância se encontra em equilíbrio.

Há regiões na superfície p–v–T da Fig. 4.1 identificadas como *sólido, líquido* e *vapor*. Nas regiões *monofásicas*, o estado é determinado por duas *quaisquer* das seguintes propriedades: pressão, volume específico e temperatura, uma vez que todas elas são independentes quando uma única fase está presente. Locali-

(*a*)

(*b*)

(*c*)

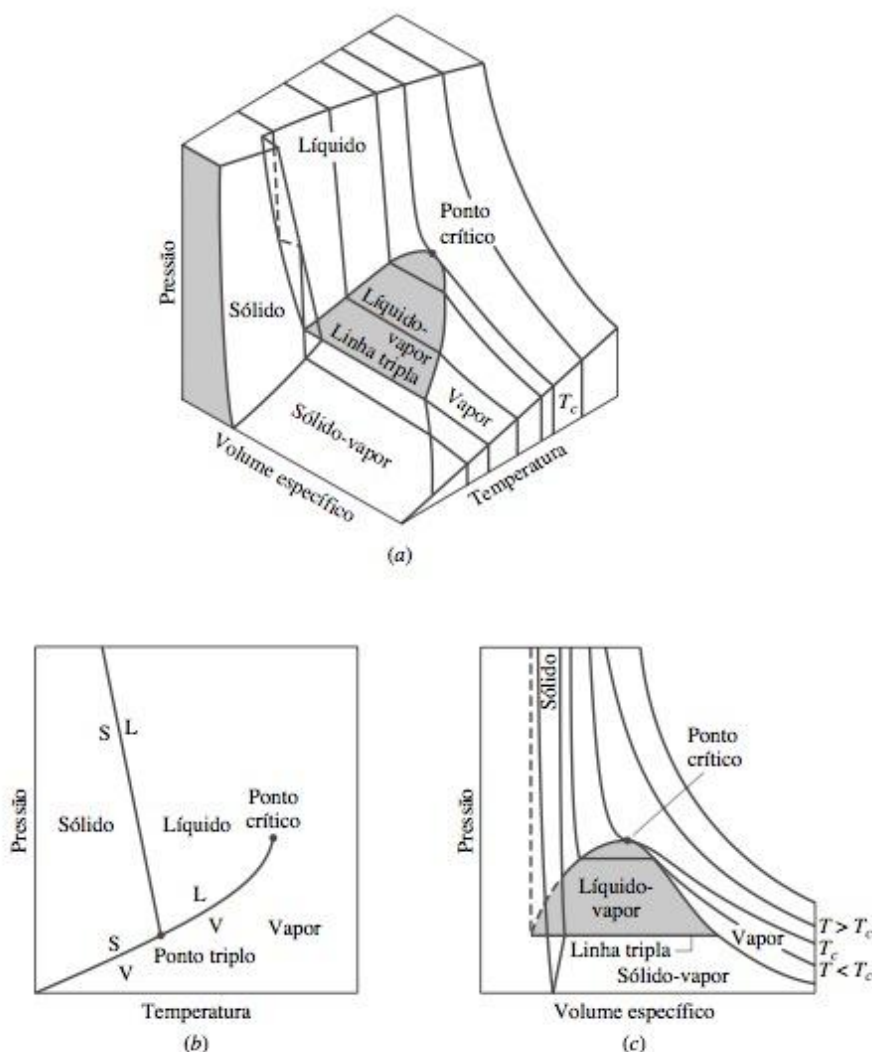



Figura 4.1 Superfície p–v–T e projeções para a água (fora de escala). (*a*) Vista tridimensional. (*b*) Diagrama de fases. (*c*) Diagrama p–v.

zadas entre as regiões monofásicas encontram-se as ***regiões bifásicas*** onde duas fases coexistem em equilíbrio: líquido-vapor, sólido-líquido e sólido-vapor. Duas fases podem coexistir durante a mudança de fase como na vaporização, fusão e sublimação. Dentro das regiões de duas fases, pressão e temperatura não são independentes, uma não pode mudar sem que mude a outra. Nessas regiões, o estado não pode ser determinado apenas pela pressão e temperatura; entretanto, o estado pode ser estabelecido pelo volume específico e pela pressão ou temperatura. Três fases podem coexistir em equilíbrio ao longo da linha chamada ***linha tripla***.

regiões bifásicas

linha tripla

O estado no qual se inicia ou termina uma mudança de fase é denominado ***estado de saturação***. A região em forma de uma cúpula composta de dois estados de fase líquida-vapor é denominada ***domo de vapor***. As linhas que contornam a região do domo de vapor são denominadas linhas de líquido e vapor saturados. O topo do domo, onde as linhas de líquido e vapor saturados se encontram é denominado ***ponto crítico***. A *temperatura crítica* T_c de uma substância pura é a máxima temperatura na qual as fases líquida e vapor podem coexistir em equilíbrio. A pressão no ponto crítico é denominada *pressão crítica* p_c. O volume específico nesse estado é o *volume específico crítico*. Os valores das propriedades do ponto crítico para inúmeras substâncias são dados nas Tabelas T-1 e T-1E localizadas no Apêndice.

estado de saturação
domo de vapor

ponto crítico

A superfície tridimensional p–v–T é útil para mostrar as relações gerais entre as três fases da matéria normalmente sob consideração. Entretanto, é geralmente mais conveniente trabalhar com projeções bidimensionais da superfície. Essas projeções serão consideradas a seguir.

4.2.2 Projeções da Superfície p–v–T

O Diagrama de Fases

Se a superfície p–v–T for projetada sobre o plano pressão-temperatura, o resultado será um diagrama de propriedades conhecido como ***diagrama de fases***. Conforme mostrado na Fig. 4.1*b*, quando a superfície é projetada dessa forma, as regiões *bifásicas* se reduzem a *linhas*. Um ponto sobre qualquer uma dessas linhas representa todas as misturas de duas fases a uma temperatura e pressão particulares.

diagrama de fases

O termo ***temperatura de saturação*** refere-se à temperatura na qual ocorre uma mudança de fase a uma dada pressão e essa pressão é denominada ***pressão de saturação*** para uma dada temperatura. Podemos observar, a partir dos diagramas de fases, que para cada pressão de saturação há uma única temperatura de saturação, e vice-versa.

temperatura de saturação
pressão de saturação

A *linha* tripla da superfície tridimensional p–v–T é projetada sobre um *ponto* no diagrama de fases. Esse ponto é denominado ***ponto triplo***. Vale lembrar que o ponto triplo da água é utilizado como uma referência na definição das escalas de temperaturas (Seção 2.5.4). Por convenção, a temperatura *associada* ao ponto triplo da água é 273,16 K (491,69°R). A pressão *medida* no ponto triplo da água é 0,6113 kPa (0,00602 atm).

ponto triplo

A linha representando a região bifásica sólida-líquida no diagrama de fases, Fig. 4.1*b*, inclina-se para a esquerda para substâncias como a água que se expandem na solidificação e para a direita para aquelas que se contraem. Embora uma única fase sólida seja mostrada no diagrama de fases, os sólidos podem existir em diferentes fases sólidas. Por exemplo, sete diferentes formas cristalinas foram identificadas para a água na fase sólida (gelo).

O Diagrama p–v

A projeção da superfície p–v–T sobre o plano pressão-volume específico resulta em um diagrama p–v, conforme mostrado na Fig. 4.1*c*. A figura está assinalada com as designações que já foram apresentadas.

Na resolução de problemas, um esboço do diagrama p–v é geralmente conveniente. Para facilitar o uso desse esboço, observe a forma das linhas de temperatura constante (isotermas). Observando a Fig. 4.1*c*, verifica-se que, para qualquer temperatura especificada *menor do que* a temperatura crítica, a pressão permanece constante ao longo de uma transformação líquido-vapor, mas nas regiões monofásicas de líquido e vapor a pressão diminui para uma dada temperatura à medida que o volume específico aumenta. Para temperaturas maiores ou iguais à temperatura crítica, a pressão decresce continuamente para um valor fixado de temperatura conforme o volume específico aumenta. Nessa região não há passagem através da região bifásica líquido-vapor. A inclinação da isoterma crítica que passa através do ponto de inflexão é nula.

O Diagrama T–v

Projetando as regiões de líquido, bifásica líquido-vapor, e de vapor da superfície p–v–T sobre o plano temperatura-volume específico resulta um diagrama T–v conforme a Fig. 4.2.

Assim como o diagrama p–v, um esboço do diagrama T–v é muitas vezes conveniente para a resolução de problemas. Para facilitar o uso desse esboço, observe a forma das linhas de pressão constante (isobáricas).

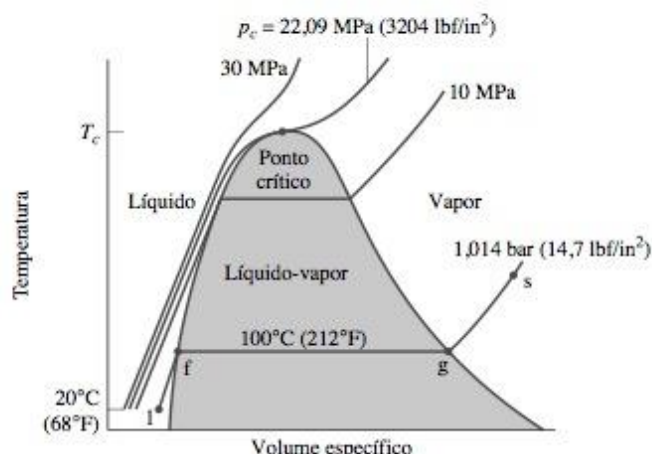



Figura 4.2 Representação gráfica de um diagrama temperatura-volume específico para a água mostrando as regiões de duas fases líquida-vapor e vapor (fora de escala).

Para pressões *menores do que* a pressão crítica, como a isobárica 10 MPa da Fig. 4.2, a pressão permanece constante com a temperatura à medida que a região bifásica é percorrida durante a mudança de fase. Nas regiões monofásicas líquida e vapor, a temperatura aumenta continuamente para uma dada pressão fixada conforme o volume específico aumenta. Para pressões maiores ou iguais à crítica, como a assinalada 30 MPa da Fig. 4.2, a temperatura aumenta continuamente para uma pressão fixada conforme o volume específico aumenta. Não há passagem através da região de duas fases líquida-vapor na região.

As projeções da superfície p–v–T utilizadas neste livro para ilustrar os processos não estão desenhadas em escala. Um comentário análogo se aplica para outros diagramas de propriedades introduzidos adiante.

4.2.3 Estudando a Mudança de Fase

É importante estudar os eventos que ocorrem quando uma substância pura é submetida a uma mudança de fase. Para iniciar, considere um sistema fechado consistindo em uma unidade de massa (1 kg ou 1 lb) de água líquida a 20°C (68°F) contida no interior de uma montagem pistão-cilindro, conforme ilustrado na Fig. 4.3*a*. Esse estado é representado pelo ponto 1 na Fig. 4.2. Suponha que a água seja aquecida lentamente enquanto sua pressão é mantida constante e uniforme em 1,014 bar (14,7 lbf/in²).

Estados de Líquido

À medida que o sistema é aquecido a pressão constante, a temperatura aumenta consideravelmente enquanto o volume específico aumenta ligeiramente. Finalmente, o sistema é levado ao estado representado por f na Fig. 4.2. Esse é o estado de líquido saturado correspondente à pressão especificada. Para água a 1,014 bar (14,7 lbf/in²) a temperatura de saturação é 100°C (212°F). O estado de líquido ao longo do segmento de reta 1-f da Fig. 4.2 é citado, algumas vezes, como estado de ***líquido sub-resfriado*** devido à temperatura nesses estados ser menor do que a temperatura de saturação para a dada pressão. Esses estados também são citados como estados de ***líquido comprimido*** porque a pressão para cada estado é maior do que a pressão de saturação correspondente à temperatura naquele estado. Os nomes líquido, líquido sub-resfriado e líquido comprimido são usados alternativamente.

líquido sub-resfriado

líquido comprimido

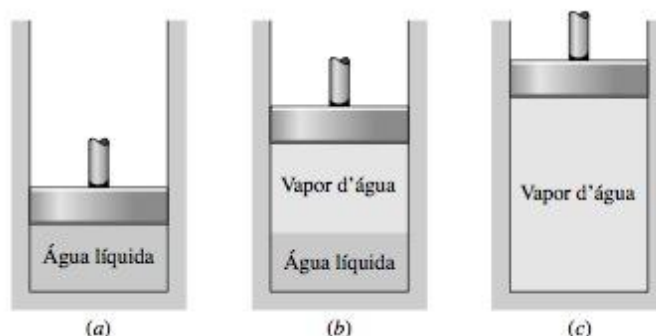



Figura 4.3 Ilustração da variação a pressão constante de líquido para vapor d'água.

MISTURA BIFÁSICA, LÍQUIDO-VAPOR

Quando um sistema se encontra no estado de líquido saturado (estado f da Fig. 4.2), uma transferência adicional de calor a pressão constante resulta na formação de vapor sem nenhuma mudança de temperatura mas com um considerável aumento no volume específico. Conforme mostrado na Fig. 4.3*b*, o sistema poderia agora consistir em uma mistura bifásica líquido-vapor. Quando uma mistura de líquido e vapor existe em equilíbrio, a fase líquida é um líquido saturado e a fase vapor é um vapor saturado. Se o sistema continua a ser aquecido até que a última porção de líquido tenha sido vaporizada, ele encontra-se no ponto g da Fig. 4.2, que é o estado de vapor saturado. As ***misturas de duas fases líquido-vapor*** podem ser distinguidas uma da outra através do *título*, uma propriedade intensiva.

mistura bifásica líquido-vapor

Para uma mistura bifásica líquido-vapor, a razão entre a massa de vapor presente e a massa total da mistura é seu ***título*** x. Em símbolos,

título

$$x = \frac{m_{\text{vapor}}}{m_{\text{líquido}} + m_{\text{vapor}}} \tag{4.1}$$

O valor do título varia de zero até a unidade: para estados de líquido saturado, $x = 0$ e estados de vapor saturado, $x = 1,0$. Embora definido como uma razão, o título é freqüentemente expresso em percentagem. Os exemplos ilustrando o uso do título são dados na Seção 4.3. Parâmetros semelhantes podem ser definidos para misturas bifásicas sólido-vapor e sólido-líquido.

ESTADOS DE VAPOR

Vamos considerar novamente as Figs. 4.2 e 4.3. Quando o sistema se encontra no estado de vapor saturado (estado g da Fig. 4.2), o aquecimento adicional a pressão constante resulta em um aumento da temperatura e do volume específico. A condição do sistema é agora mostrada na Fig. 4.3*c*. O estado denominado s na Fig. 4.2 é representativo dos estados que poderiam ser alcançados pelo aquecimento adicional enquanto a pressão é mantida constante. Um estado como s é geralmente chamado de estado de ***vapor superaquecido*** porque o sistema deveria estar a uma temperatura maior do que a temperatura de saturação correspondente à pressão dada.

vapor superaquecido

Considere a seguir o mesmo raciocínio realizado para outras pressões constantes assinaladas na Fig. 4.2, 10 MPa (1450 lbf/in^2), 22,09 MPa (3204 lbf/in^2) e 30 MPa (4351 lbf/in^2). A primeira dessas pressões é menor do que a pressão crítica da água, a segunda é a pressão crítica e a terceira é maior do que a pressão crítica. Da mesma forma que a experiência anterior, o sistema inicialmente contém um líquido a 20°C (68°F). Primeiro, vamos estudar o sistema como se ele fosse aquecido lentamente a pressão de 10 MPa (1450 lbf/in^2). Para essa pressão, o vapor se formaria a uma temperatura maior do que a do exemplo anterior, porque a pressão de saturação seria maior (veja a Fig. 4.2). Haveria também um aumento um pouco menor no volume específico do líquido saturado para vapor, conforme mostrado pelo estreitamento do domo de vapor. Além disso, o comportamento geral seria o mesmo que o anterior. A seguir, considere o comportamento do sistema se ele fosse aquecido na pressão crítica ou acima. Conforme visto, seguindo-se a isobárica crítica na Fig. 4.2, não haveria mudança de fase de líquido para vapor. Em todos os estados existiria apenas uma fase. A vaporização (e o processo inverso da condensação) pode ocorrer somente quando a pressão for menor do que a pressão crítica. Então, em todos estados nos quais a pressão é maior do que a pressão crítica, os termos líquido e vapor tendem a perder seu significado. Estão, para facilidade de referência aos estados onde a pressão é maior do que a pressão crítica, usamos o termo líquido se a temperatura for menor do que a temperatura crítica e vapor se a temperatura for maior do que a temperatura crítica.

4.3 OBTENDO PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS

Os dados das propriedades termodinâmicas podem ser obtidos de várias formas, incluindo tabelas, gráficos, equações e programas de computador. A ênfase da presente seção é o uso de *tabelas* de propriedades termodinâmicas, que se encontram disponíveis normalmente para substâncias puras simples compressíveis de interesse da engenharia. O uso dessas tabelas é de especial importância. A capacidade de localizar estados nos diagramas de propriedades constitui uma importante habilidade. O software *Interactive Thermodynamics*: *IT* disponível com este livro é também utilizado seletivamente em exemplos e em problemas no final do capítulo. O uso apropriado de tabelas e diagramas de propriedades é um pré-requisito para o uso efetivo do software para se obter dados de propriedades termodinâmicas.

tabelas de vapor

Uma vez que tabelas para diferentes substâncias são freqüentemente preparadas no mesmo formato geral, a presente discussão será centrada principalmente nas Tabelas T-2 a T-5 que fornecem as propriedades da água, normalmente chamadas de ***tabelas de vapor***, e as Tabelas T-6 a T-8 para o Refrigerante 134a. Essas tabelas são fornecidas no Apêndice e no CD. Tabelas similares para o Refrigerante 22, a amônia e o propano são fornecidas somente no CD. Todas as tabelas são fornecidas em unidades do SI e unidades inglesas (veja a Seção 2.3.2). As tabelas em unidades inglesas são representadas com a letra E. Por exemplo, tabelas de vapor em unidades inglesas são Tabelas T-2E a T-5E.

4.3.1 Avaliação de Pressão, Volume Específico e Temperatura

Tabelas de Vapor e Líquidos

As propriedades do vapor de água são listadas nas Tabelas T-4 e de água líquida nas Tabelas T-5. Elas são geralmente chamadas de tabelas de vapor *superaquecido* e tabelas de líquido *comprimido*, respectivamente. O esboço do diagrama de fases mostrado na Fig. 4.4 mostra a estrutura dessas tabelas. Como a pressão e a temperatura são propriedades independentes nas regiões monofásicas de líquido e de vapor, elas podem ser utilizadas para determinar o estado nessas regiões. Assim sendo, as Tabelas T-4 e T-5 estão montadas para fornecer valores de diversas propriedades em função da pressão e da temperatura. A primeira propriedade listada é o volume específico. As propriedades remanescentes serão discutidas nas seções subseqüentes.

Para cada pressão listada, os valores dados na tabela de vapor superaquecido (Tabelas T-4) *começam* com o estado de vapor saturado e então prosseguem para temperaturas maiores. Os dados da tabela de líquido comprimido (Tabelas T-5) *terminam* com estados de líquido saturado. Isto é, para uma dada pressão os valores das propriedades são dados para temperaturas crescentes até o estado de saturação. Nessas tabelas, o valor mostrado entre parênteses, após a pressão no topo da tabela, é a temperatura de saturação correspondente.

Por Exemplo... nas Tabelas T-4 e T-5, para uma pressão de 10,0 MPa, a temperatura de saturação correspondente é 311,06°C. Nas Tabelas T-4E e T-5E, para uma pressão de 500 lbf/in^2, a temperatura de saturação é listada como sendo 467,1°F. ▲

Por Exemplo... para adquirir mais experiência com as Tabelas T-4 e T-5 verifique o seguinte: A Tabela T-4 fornece o volume específico do vapor d'água a 10,0 MPa e 600°C como sendo 0,03837 m^3/kg. Para 10,0 MPa e 100°C, a Tabela T-5 fornece o volume específico da água líquida de $1{,}0385 \times 10^{-3}$ m^3/kg. A Tabela T-4E fornece o volume específico do vapor de água a 500 lbf/in^2 e 600°F como sendo 1,158 ft^3/lb. Para 500 lbf/in^2 e 100°F, a Tabela T5-E fornece o volume específico da água líquida de 0,016106 ft^3/lb. ▲

Os estados envolvidos quando da resolução de problemas, em geral, não estão contidos no conjunto de valores fornecidos pelas tabelas de propriedades. A *interpolação* entre valores adjacentes de propriedades da tabela então se torna necessária. É preciso sempre tomar cuidado com a interpolação dos valores de ta-

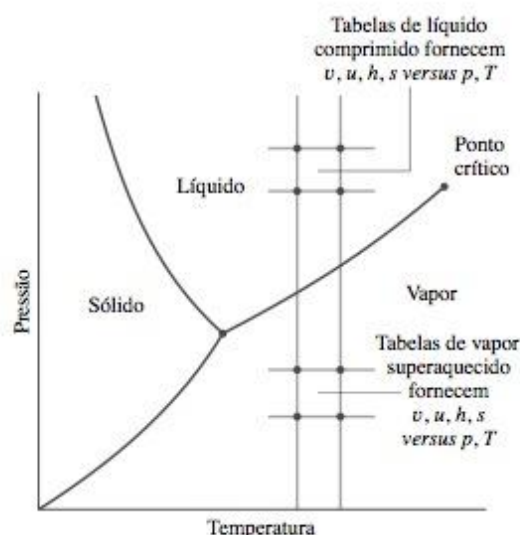



Figura 4.4 Esboço do diagrama de fases para a água utilizado para discutir a estrutura das tabelas de vapor superaquecido e líquido comprimido (fora de escala).

belas. As tabelas fornecidas no Apêndice são extraídas de tabelas mais completas de tal forma que a ***interpolação linear***, ilustrada no exemplo seguinte, pode ser utilizada com precisão aceitável. Presume-se que a interpolação linear permanece válida quando aplicada a tabelas menos refinadas, como as disponíveis neste livro, para exemplos resolvidos e problemas de final de capítulo.

interpolação linear

Por Exemplo... determinemos o volume específico do vapor d'água em um estado onde $p = 10$ bar e $T = 215°C$. A Fig. 4.5 mostra um conjunto de dados extraídos da Tabela T-4. Para uma pressão de 10 bar, a temperatura especificada de 215°C se encontra entre os valores de 200 e 240°C, que estão mostrados em negrito. Os valores do volume específico correspondentes estão também mostrados em negrito. Para determinar o volume específico v correspondente a 215°C, podemos considerar a *inclinação* de uma linha reta unindo os estados adjacentes da tabela, como se segue

$$\textit{inclinação} = \frac{(0{,}2275 - 0{,}2060)\ \mathrm{m^3/kg}}{(240 - 200)°\mathrm{C}} = \frac{(v - 0{,}2060)\ \mathrm{m^3/kg}}{(215 - 200)°\mathrm{C}}$$

Resolvendo para v, o resultado é $v = 0{,}2141\ \mathrm{m^3/kg}$. ▲

Tabelas de Saturação

As tabelas de saturação, Tabelas T-2 e T-3, listam os valores das propriedades para estados de líquido saturado e vapor. Os valores das propriedades nesses estados são representados pelos índices f e g, respectivamente. A Tabela T-2 é denominada *tabela de temperatura*, porque as temperaturas estão listadas na primeira coluna em incrementos convenientes. A segunda coluna fornece valores correspondentes a pressões de saturação. As duas próximas colunas fornecem, respectivamente, o volume específico de líquidos saturados, v_f, e volume específico de vapor saturado, v_g. A Tabela T-3 é denominada *tabela de pressão*, porque as pressões estão listadas na primeira coluna em incrementos convenientes. As temperaturas de saturação correspondentes são fornecidas na segunda coluna. As duas colunas seguintes fornecem v_f e v_g, respectivamente.

O volume específico de uma mistura bifásica líquido-vapor pode ser determinado utilizando-se as tabelas de saturação e a definição de título dada pela Eq. 4.1, conforme a seguir. O volume total da mistura é a soma dos volumes das fases de líquido e vapor

$$V = V_{\text{líq}} + V_{\text{vap}}$$

Dividindo pela massa total da mistura, m, o volume específico *médio* para a mistura é obtido

$$v = \frac{V}{m} = \frac{V_{\text{líq}}}{m} + \frac{V_{\text{vap}}}{m}$$

Sendo a fase líquida um líquido saturado e a fase de vapor um vapor saturado, $V_{\text{líq}} = m_{\text{líq}} v_f$ e $V_{\text{vap}} = m_{\text{vap}} v_g$, logo

$$v = \left(\frac{m_{\text{líq}}}{m}\right) v_f + \left(\frac{m_{\text{vap}}}{m}\right) v_g$$

$p = 10$ bar	
T(°C)	v (m³/kg)
200	**0,2060**
215	$v = ?$
240	**0,2275**

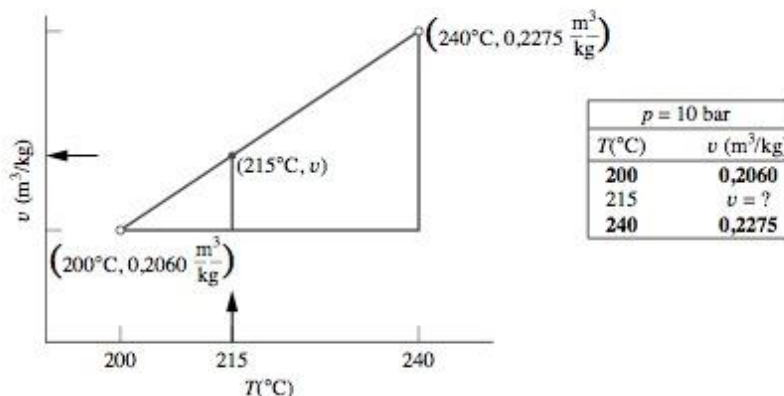



Figura 4.5 Ilustração da interpolação linear.

Introduzindo a definição de título, $x = m_{vap}/m$, e observando que $m_{liq}/m = 1 - x$, a expressão torna-se

$$v = (1 - x)v_f + xv_g = v_f + x(v_g - v_f) \tag{4.2}$$

O aumento no volume específico durante a vaporização $(v_g - v_f)$ é também representado por v_{fg}.

Por Exemplo... considere um sistema constituído de uma mistura bifásica líquido-vapor d'água a 100°C e um título de 0,9. Da Tabela T-2 a 100°C, $v_f = 1{,}0435 \times 10^{-3}$ m³/kg e $v_g = 1{,}673$ m³/kg. O volume específico da mistura é

$$\begin{aligned} v &= v_f + x(v_g - v_f) = 1{,}0435 \times 10^{-3} + (0{,}9)(1{,}673 - 1{,}0435 \times 10^{-3}) \\ &= 1{,}506 \text{ m}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

Analogamente, o volume específico de uma mistura bifásica líquido-vapor d'água a 212°F e título de 0,9 é

$$\begin{aligned} v &= v_f + x(v_g - v_f) = 0{,}01672 + (0{,}9)(26{,}80 - 0{,}01672) \\ &= 24{,}12 \text{ ft}^3/\text{lb} \end{aligned}$$

onde os valores v_f e v_g foram obtidos da Tabela T-2E. ▲

Para facilitar a localização dos estados nas tabelas, em geral é conveniente usar valores das tabelas de saturação juntamente com um esboço de um diagrama T–v ou p–v. Por exemplo, se o volume específico v e a temperatura T forem conhecidos, refira-se à tabela de temperatura apropriada, Tabela T-2 ou T-2E, e determine os valores de v_f e v_g. Um diagrama T–v ilustrando esses dados é mostrado na Fig. 4.6. Se o volume específico dado se encontra entre v_f e v_g, o sistema consiste em uma mistura bifásica líquido-vapor e a pressão é a pressão de saturação correspondente à temperatura dada. O título pode ser encontrado através da resolução da Eq. 4.2. Se o volume específico dado for maior que v_g, o estado encontra-se na região de vapor superaquecido. Então, por interpolação na Tabela T-4 ou T-4E, a pressão e outras propriedades listadas podem ser determinadas. Se o volume específico dado for menor que v_f, a Tabela T-5 ou T-5E poderá ser utilizada para determinar a pressão e outras propriedades.

Por Exemplo... determinemos a pressão da água para cada um dos três estados definidos por uma temperatura de 100°C e volumes específicos, respectivamente, de $v_1 = 2{,}434$ m³/kg, $v_2 = 1{,}0$ m³/kg e $v_3 = 1{,}0423 \times 10^{-3}$ m³/kg. Utilizando-se a temperatura conhecida, a Tabela T-2 contém os valores de v_f e v_g: $v_f = 1{,}0435 \times 10^{-3}$ m³/kg, $v_g = 1{,}673$ m³/kg. Uma vez que v_1 é maior que v_g, o estado 1 está na região de vapor. A Tabela T-4 fornece para a pressão o valor de 0,70 bar. A seguir, uma vez que v_2 cai entre v_f e v_g, a pressão é a pressão de saturação correspondente a 100°C, que é 1,014 bar. Finalmente, uma vez que v_3 é menor do que v_f, o estado 3 está na região de líquido. A Tabela T-5 fornece como valor de pressão 25 bar. ▲

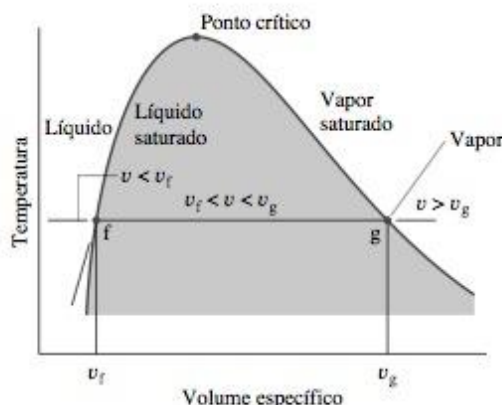
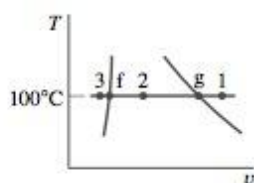



Figura 4.6 Esboço de um diagrama T–v para a água utilizado para discutir a localização de estados nas tabelas.

EXEMPLOS

Os dois exemplos seguintes abordam a utilização de esboços de diagramas p–v e T–v juntamente com dados tabelados para determinar os estados finais do processo. De acordo com o princípio dos estados equivalentes, duas propriedades intensivas independentes devem ser conhecidas para se definir o estado dos sistemas aqui considerados.

EXEMPLO 4.1

AQUECIMENTO DA ÁGUA A VOLUME CONSTANTE

Um reservatório rígido e fechado de volume 0,5 m³ é colocado sobre uma placa aquecida. Inicialmente o reservatório contém uma mistura bifásica de água líquida e vapor d'água saturado a $p_1 = 1$ bar com um título de 0,5. Após o aquecimento, a pressão no reservatório é $p_2 = 1{,}5$ bar. Indique os estados inicial e final em um diagrama T–v e determine

(a) a temperatura em °C, em cada estado.
(b) a massa de vapor presente em cada estado, em kg.
(c) prosseguindo o aquecimento, determine a pressão, em bar, quando o reservatório contiver apenas vapor saturado.

Solução

Dados: Uma mistura bifásica líquido-vapor d'água no interior de um reservatório rígido e fechado é aquecida sobre uma placa quente. A pressão inicial, o título e a pressão final são conhecidos.

Determinar: Para cada estado, a temperatura e a massa de vapor d'água presente, depois de indicar os estados inicial e final em um diagrama T–v. Prosseguindo o processo de aquecimento, determine, ainda, a pressão quando no reservatório houver apenas vapor saturado.

Esquema e Dados Fornecidos:

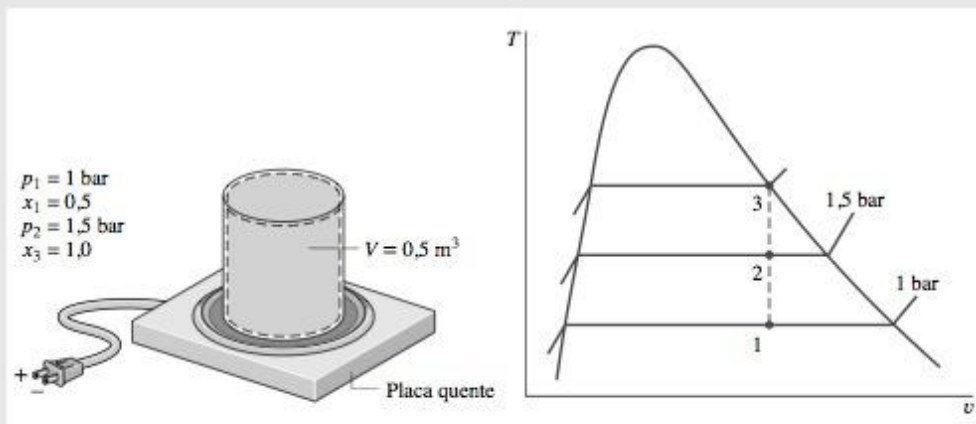



Figura E4.1

Hipóteses:

1. A água no reservatório constitui um sistema fechado.
2. Os estados 1, 2 e 3 são estados de equilíbrio.
3. O volume do reservatório permanece constante.

Análise: Duas propriedades independentes são necessárias para determinar os estados 1 e 2. Para o estado inicial, a pressão e o título são conhecidos. Como estes são independentes, o estado está determinado. O estado 1 é mostrado no diagrama T–v na região bifásica. O volume específico para o estado 1 é determinado utilizando-se o título dado e a Eq. 4.2. Isto é

$$v_1 = v_{f1} + x(v_{g1} + v_{f1})$$

Da Tabela T-3 para $p_1 = 1$ bar, $v_{f1} = 1{,}0432 \times 10^{-3}$ m³/kg e $v_{g1} = 1{,}694$ m³/kg. Então

$$v_1 = 1{,}0432 \times 10^{-3} + 0{,}5(1{,}694 - 1{,}0432 \times 10^{-3}) = 0{,}8475 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Para o estado 2, a pressão é conhecida. A outra propriedade necessária para determinar o estado é o volume específico v_2. O volume e a massa são constantes, então, $v_2 = v_1 = 0{,}8475$ m³/kg. Para $p_2 = 1{,}5$ bar, a Tabela T-3 fornece $v_{f2} = 1{,}0582 \times 10^{-3}$ m³/kg e $v_{g2} = 1{,}159$ m³/kg. Uma vez que

❶
$$v_{f2} < v_2 < v_{g2}$$

❷ o estado 2 deve estar na região bifásica. O estado 2 também é mostrado no diagrama T–v da Fig. E4-1.

(a) Uma vez que os estados 1 e 2 estão na região bifásica líquido-vapor, as temperaturas correspondem às temperaturas de saturação para as pressões dadas. A Tabela T-3 fornece

$$T_1 = 99{,}63°\text{C} \quad \text{e} \quad T_2 = 111{,}4°\text{C} \triangleleft$$

(b) Para achar a massa de vapor d'água presente, primeiro utilizamos o volume e o volume específico para encontrar a massa *total*, *m*. Isto é,

$$m = \frac{V}{v} = \frac{0{,}5 \text{ m}^3}{0{,}8475 \text{ m}^3/\text{kg}} = 0{,}59 \text{ kg}$$

Então, com a Eq. 4.1 e o valor dado do título, a massa de vapor para o estado 1 é

$$m_{g1} = x_1 m = 0{,}5(0{,}59 \text{ kg}) = 0{,}295 \text{ kg} \triangleleft$$

A massa de vapor no estado 2 é encontrada de forma semelhante, utilizando-se o título x_2. Para determinar x_2, resolvemos a Eq. 4.2 para o título e inserimos o valor do volume específico da Tabela T-3 na pressão de 1,5 bar, juntamente com o valor conhecido de v, da seguinte forma:

$$x_2 = \frac{v - v_{f2}}{v_{g2} - v_{f2}}$$
$$= \frac{0{,}8475 - 1{,}0528 \times 10^{-3}}{1{,}159 - 1{,}0528 \times 10^{-3}} = 0{,}731$$

Então, com a Eq. 4.1

$$m_{g2} = 0{,}731(0{,}59 \text{ kg}) = 0{,}431 \text{ kg} \triangleleft$$

❸ **(c)** Prosseguindo o processo de aquecimento, o estado 3 se encontraria na linha de vapor saturado, conforme mostrado no diagrama T–v. Assim, a pressão seria a pressão de saturação correspondente. Interpolando na Tabela T-3 para $v_g = 0{,}8475$ m³/kg, $p_3 = 2{,}11$ bar. ◁

❶ O procedimento para a determinação do estado 2 é o mesmo apresentado na discussão da Fig. 4.6.

❷ Como o processo ocorre a um volume específico constante, os estados se encontram ao longo de uma linha vertical.

❸ Se o aquecimento a volume constante prosseguir além do estado 3, o estado final estará na região de vapor superaquecido, e os dados das propriedades devem ser então encontrados na Tabela T-4. Como exercício, verifique se, para uma pressão final de 3 bar, a temperatura deveria ser aproximadamente 282°C.

EXEMPLO 4.2

AQUECIMENTO DO REFRIGERANTE 134A A UMA PRESSÃO CONSTANTE

Uma montagem vertical pistão-cilindro contendo 0,1 lb de Refrigerante 134a, inicialmente como vapor saturado, é colocada sobre uma placa quente. Devido ao peso do pistão e à pressão atmosférica ambiente, a pressão do refrigerante é de 20 lbf/in². O aquecimento ocorre lentamente e o refrigerante se expande a pressão constante até atingir a temperatura final de 65ºF. Mostre os estados inicial e final em diagramas T–v e p–v e determine

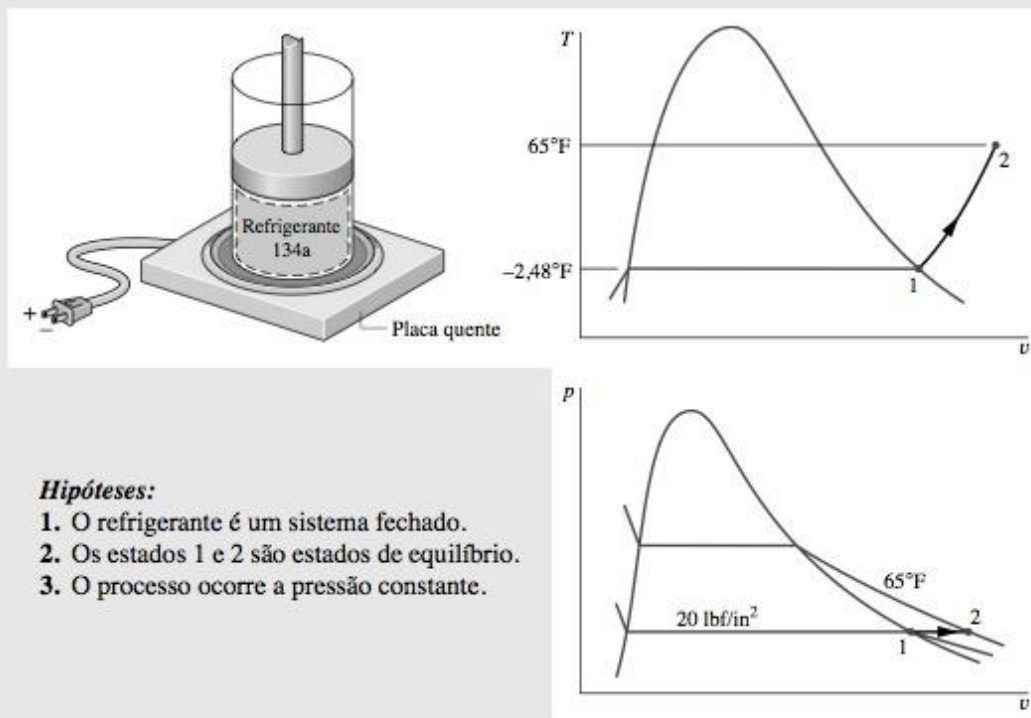
(a) o volume ocupado pelo refrigerante em cada estado, em ft³.
(b) o trabalho efetuado pelo processo, em Btu.

Solução

Dados: Refrigerante 134a é aquecido a uma pressão constante em uma montagem vertical pistão-cilindro do estado de vapor saturado até uma temperatura final conhecida.

Determinar: O volume em cada estado e o trabalho realizado pelo processo, depois de mostrar os estados inicial e final em diagramas T–v e p–v.

Esquema e Dados Fornecidos:

Figura E4.2

Hipóteses:
1. O refrigerante é um sistema fechado.
2. Os estados 1 e 2 são estados de equilíbrio.
3. O processo ocorre a pressão constante.

Análise: O estado inicial é de vapor saturado a 20 lbf/in². Uma vez que o processo ocorre a uma pressão constante, o estado final encontra-se na região de vapor superaquecido e é determinado por $p_2 = 20$ lbf/in² e $T_2 = 65°F$. Os estados inicial e final estão mostrados nos diagramas T–v e p–v da Fig. *E4.2*.

(a) Os volumes ocupados pelo refrigerante nos estados 1 e 2 são obtidos utilizando-se a massa dada e os respectivos volumes específicos. Da Tabela T-7E para $p_1 = 20$ lbf/in², temos $v_1 = v_{g1} = 2{,}2661$ ft³/lb. Então

$$V_1 = mv_1 = (0{,}1 \text{ lb})(2{,}2661 \text{ ft}^3/\text{lb}) = 0{,}2266 \text{ ft}^3 \quad \triangleleft$$

Interpolando na Tabela T-8E para $p_1 = 20$ lbf/in² e $T_2 = 65°F$, temos $v_2 = 2{,}6704$ ft³/lb. Então

$$V_2 = mv_2 = (0{,}1 \text{ lb})(2{,}6704 \text{ ft}^3/\text{lb}) = 0{,}2670 \text{ ft}^3 \quad \triangleleft$$

(b) Neste caso, o trabalho pode ser avaliado utilizando-se a Eq. 3.9. Como a pressão é constante

$$W = \int_{V_1}^{V_2} p\, dV = p(V_2 - V_1)$$

Substituindo valores

❶
$$W = (20 \text{ lbf/in}^2)(0{,}2670 - 0{,}2266)\text{ft}^3 \left|\frac{144 \text{ in}^2}{1 \text{ ft}^2}\right| \left|\frac{1 \text{ Btu}}{778 \text{ ft} \cdot \text{lbf}}\right| = 0{,}1496 \text{ Btu} \quad \triangleleft$$

❶ Observe o uso dos fatores de conversão nesse cálculo.

4.3.2 AVALIANDO A ENERGIA INTERNA ESPECÍFICA E A ENTALPIA

Em muitas análises termodinâmicas aparece a soma da energia interna U e o produto da pressão p pelo volume V. Uma vez que $(U + pV)$ aparece tão freqüentemente em discussões futuras, é conveniente dar a essa combinação um nome, ***entalpia*** e um símbolo específico H. Por definição,

entalpia

$$H = U + pV \tag{4.3}$$

Uma vez que U, p e V são todas propriedades, essa combinação também é uma propriedade. A entalpia pode ser dada em unidade básica de massa

$$h = u + pv \tag{4.4}$$

e por mol

$$\bar{h} = \bar{u} + p\bar{v} \tag{4.5}$$

As unidades de entalpia são as mesmas da energia interna.

As tabelas de propriedades introduzidas na Seção 4.3.1, fornecendo pressão, volume específico e temperatura, também fornecem valores da energia interna específica s, da entalpia u, e da entropia h. O uso dessas tabelas para avaliar u e h é descrito na presente seção; considerações acerca de entropia serão introduzidas no Cap. 7.

Dados para energia interna específica u e entalpia h são obtidos das tabelas de propriedades da mesma forma que o volume específico. Para estados de saturação, os valores de u_f e u_g, bem como h_f e h_g, são tabelados *versus* pressão e temperatura de saturação. A energia interna específica para uma mistura bifásica líquido-vapor é calculada para um dado título da mesma forma que o volume específico é calculado.

$$u = (1 - x)u_f + xu_g = u_f + x(u_g - u_f) \tag{4.6}$$

O acréscimo na energia interna específica na vaporização $(u_g - u_f)$ em geral é representado por u_{fg}. Analogamente a entalpia específica para uma mistura bifásica líquido-vapor é dada em função do título por

$$h = (1 - x)h_f + xh_g = h_f + x(h_g - h_f) \tag{4.7}$$

O acréscimo da entalpia durante a vaporização $(h_g - h_f)$ é em geral tabelado por conveniência sob o símbolo h_{fg}.

Por Exemplo... para ilustrar o uso das Eqs. 4.6 e 4.7, determinamos a entalpia específica do Refrigerante 134a quando a sua temperatura for 12°C e sua energia interna específica for 132,95 kJ/kg. Referindo-nos à Tabela T-6, os valores dados de energia interna ficam entre u_f e u_g para 12°C, logo o estado é uma mistura bifásica líquido-vapor. O título da mistura é calculado utilizando-se a Eq. 4.6 e os dados da Tabela T-6, conforme abaixo:

$$x = \frac{u - u_f}{u_g - u_f} = \frac{132{,}95 - 65{,}83}{233{,}63 - 65{,}83} = 0{,}40$$

Então, com os valores da Tabela T-6, a Eq. 4.7, obtém-se

$$\begin{aligned} h &= (1 - x)h_f + xh_g \\ &= (1 - 0{,}4)(66{,}18) + 0{,}4(254{,}03) = 141{,}32 \text{ kJ/kg} \ \blacktriangle \end{aligned}$$

Nas tabelas de vapor superaquecido, u e h são tabelados juntamente com v como funções de temperatura e pressão.

Por Exemplo... avaliemos T, v e h para a água a 0,10 MPa e uma energia interna específica de 2537,3 kJ/kg. Retornando à Tabela T-3, observe que um dado valor de u é maior que u_g a 0,1 MPa (u_g = 2506,1 kJ/kg). Isso sugere que o estado se encontra na região de vapor superaquecido. Da Tabela T-4 para T = 120°C, v = 1,793 m³/kg e h = 2716,6 kJ/kg. Por outro lado, h e u são relacionados pela definição de h

$$\begin{aligned} h &= u + pv \\ &= 2537{,}3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + \left(10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)\left(1{,}793 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right)\left|\frac{1 \text{ kJ}}{10^3 \text{ N} \cdot \text{m}}\right| \\ &= 2537{,}3 + 179{,}3 = 2716{,}6 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Como um outro exemplo, considere a água em um estado determinado por uma pressão igual a 14,7 lbf/in^2 e uma temperatura de 250°F. Da Tabela T-4E, $v = 28{,}42$ ft^3/lb, $u = 1091{,}5$ Btu/lb e $h = 1168{,}8$ Btu/lb. Como no caso anterior, h pode ser calculado a partir de u. Então

$$\begin{aligned} h &= u + pv \\ &= 1091{,}5\,\frac{\text{Btu}}{\text{lb}} + \left(14{,}7\,\frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}\right)\left(28{,}42\,\frac{\text{ft}^3}{\text{lb}}\right)\left|\frac{144\ \text{in}^2}{1\ \text{ft}^2}\right|\left|\frac{1\ \text{Btu}}{778\ \text{ft}\cdot\text{lbf}}\right| \\ &= 1091{,}5 + 77{,}3 = 1168{,}8\ \text{Btu/lb} \ \blacktriangle \end{aligned}$$

Dados de energia interna e entalpia específicas para estados de líquido da água são apresentados nas Tabelas T-5. O formato dessas tabelas é o mesmo das tabelas de vapor superaquecido considerado previamente. Desse modo, os valores das propriedades para estado de líquido são obtidos da mesma maneira que os de estados de vapor.

ESTADOS DE REFERÊNCIA E VALORES DE REFERÊNCIA

Os valores de u e h dados nas tabelas de propriedades não são obtidos por medição direta, mas calculados a partir de outros dados mais facilmente determinados experimentalmente. Como u e h são calculados, a forma de ***estados de referência*** e ***valores de referência*** se torna importante e será resumidamente considerada a seguir.

estados de referência
valores de referência

Quando aplicando o balanço de energia, as *diferenças* entre a energia interna, cinética e potencial entre os dois estados é que são importantes, e *não* os valores dessas quantidades de energia em cada um dos estados. ***Por Exemplo...*** considere o caso da energia potencial. O valor numérico da energia potencial determinado em relação à superfície da Terra é diferente daquele valor relativo ao topo de um mastro de bandeira para a mesma localização. Entretanto, a diferença na energia potencial entre duas elevações quaisquer é exatamente a mesma independentemente da referência escolhida, uma vez que o valor do referencial é cancelado nos cálculos. ▲

De forma semelhante, pode-se atribuir valores à energia interna específica e à entalpia com relação a valores de referência arbitrários em estados de referência arbitrários. Por exemplo, o estado de referência nas tabelas de vapor é líquido saturado na temperatura do ponto triplo: 0,01°C. Para esse estado, a energia interna específica é zero, conforme mostrado na Tabela T-2. Os valores de entalpia específica são calculados a partir de $h = u + pv$, utilizando os valores tabelados para p, v e u. Como no caso da energia potencial considerada anteriormente, o uso de valores de uma determinada propriedade dada em relação a uma referência arbitrária é indiferente, uma vez que os cálculos desenvolvidos abrangem somente as diferenças naquela propriedade, para as quais os valores de referência se cancelam.

4.3.3 AVALIAÇÃO DE PROPRIEDADES UTILIZANDO O SOFTWARE COMPUTACIONAL (CD-ROM)

4.3.4 EXEMPLOS

Nos exemplos seguintes, sistemas fechados submetidos a processos são analisados utilizando-se o balanço de energia. Em cada caso, esboços dos diagramas p-v ou T-v são utilizados em conjunto com tabelas apropriadas para se obter os dados necessários das propriedades. O uso dos diagramas das propriedades e das tabelas de dados introduz um nível adicional de complexidade em comparação com problemas similares do Cap. 3.

EXEMPLO 4.3

AGITAÇÃO DE ÁGUA A VOLUME CONSTANTE

Um tanque rígido bem isolado com um volume de 10 ft^3 contém vapor d'água saturada a 212°F. A água é agitada rapidamente até a pressão atingir 20 lbf/in^2. Determine a temperatura no estado final, em °F, e o trabalho durante o processo, em Btu.

Solução

Dados: Através de agitação rápida, o vapor de água em um tanque rígido isolado é levado do estado de vapor saturado a 212°F para uma pressão de 20 lbf/in^2.

Determinar: A temperatura no estado final e o trabalho.

Esquema e Dados Fornecidos:

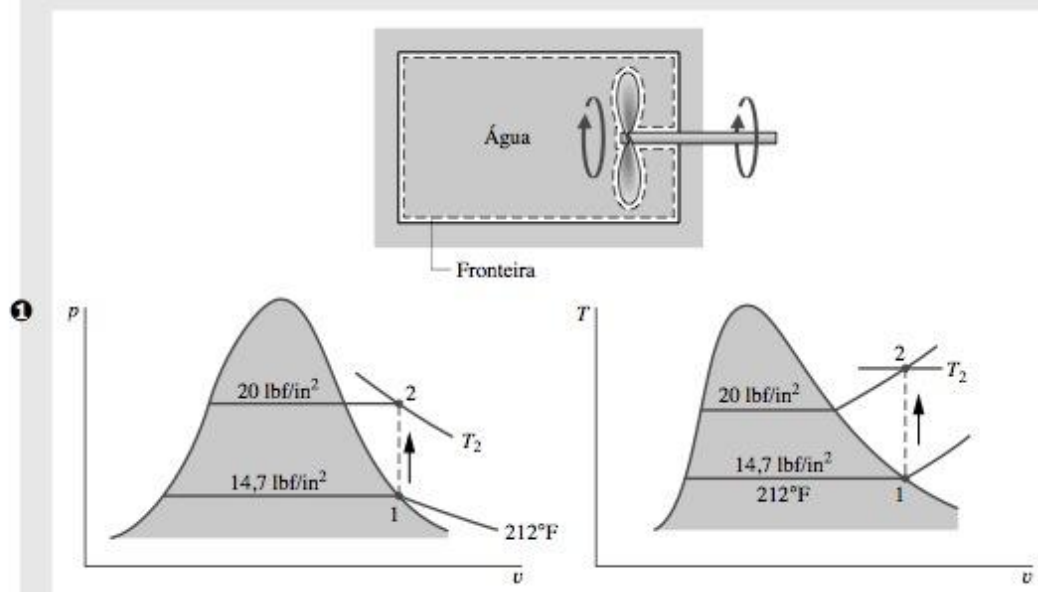



Figura E4.3

Hipóteses:

1. A água constitui um sistema fechado.
2. Os estados inicial e final são de equilíbrio. Não há variação na energia cinética ou potencial.
3. Não há transferência de calor para a vizinhança.
4. O volume do tanque permanece constante.

Análise: Para determinar o estado final de equilíbrio, são necessários os valores de duas propriedades intensivas independentes. Uma dessas é a pressão, $p_2 = 20$ lbf/in², e a outra é o volume específico, $v_2 = v_1$. Os volumes específicos inicial e final são iguais porque a massa e o volume totais permanecem constantes no processo. Os estados inicial e final estão localizados nos diagramas T–v e p–v incluídos nesta solução.

Da Tabela T-2E, $v_1 = v_g(212°\text{F}) = 26{,}80$ ft³/lb, $u_1 = u_g(212°\text{F}) = 1077{,}6$ Btu/lb. Usando $v_2 = v_1$ e interpolando na Tabela T-4E para $p_2 = 20$ lbf/in².

$$u_2 = 1161{,}6 \text{ Btu/lb}, \qquad T_2 = 445°\text{F} \triangleleft$$

A seguir, com as hipóteses 2 e 3, um balanço de energia para o sistema se reduz a

$$\Delta U + \cancelto{0}{\Delta \text{KE}} + \cancelto{0}{\Delta \text{PE}} = \cancelto{0}{Q} - W$$

Rearrumando

$$W = -(U_2 - U_1) = -m(u_2 - u_1)$$

A avaliação de W requer a massa do sistema. Esta pode ser determinada a partir do volume e do volume específico

$$m = \frac{V}{v_1} = \left(\frac{10 \text{ ft}^3}{26{,}8 \text{ ft}^3/\text{lb}}\right) = 0{,}373 \text{ lb}$$

Finalmente, introduzindo os valores na expressão para W

$$W = -(0{,}373 \text{ lb})(1161{,}6 - 1077{,}6) \text{ Btu/lb} = -31{,}3 \text{ Btu} \triangleleft$$

onde o sinal negativo significa que a energia transferida por trabalho é para o sistema.

❶ Embora os estados inicial e final sejam estados de equilíbrio, os estados intermediários não são de equilíbrio. Para enfatizar isso, o processo foi indicado nos diagramas T–v e p–v por uma linha tracejada. Linhas sólidas sobre os diagramas são reservadas para processos que passam apenas através de estados de equilíbrio (processo em quase-equilíbrio). A análise ilustra a importância de os diagramas das propriedades serem cuidadosamente esboçados como um auxílio na resolução do problema.

Exemplo 4.4

Analisando Dois Processos em Série

A água contida em uma montagem pistão-cilindro é submetida a dois processos em série partindo de um estado inicial onde a pressão é 10 bar e a temperatura é 400°C.

Processo 1-2: A água é resfriada à medida que é comprimida a partir de uma pressão constante de 10 bar até o estado de vapor saturado.

Processo 2-3: A água é resfriada a volume constante a 150°C.

(a) Esboce os dois processos em diagramas T–v e p–v.
(b) Para o processo global, determine o trabalho, em kJ/kg.
(c) Determine a quantidade de calor transferida para o processo global, em kJ/kg.

Solução

Dados: Água contida em uma montagem pistão-cilindro é submetida a dois processos: ela é resfriada e comprimida enquanto a pressão permanece constante, e então resfriada a volume constante.

Determinar: Esboço dos processos em diagramas T–v e p–v e o trabalho líquido e o calor líquido transferido para o processo global por unidade de massa contida dentro da montagem pistão-cilindro.

Esquema e Dados Fornecidos:

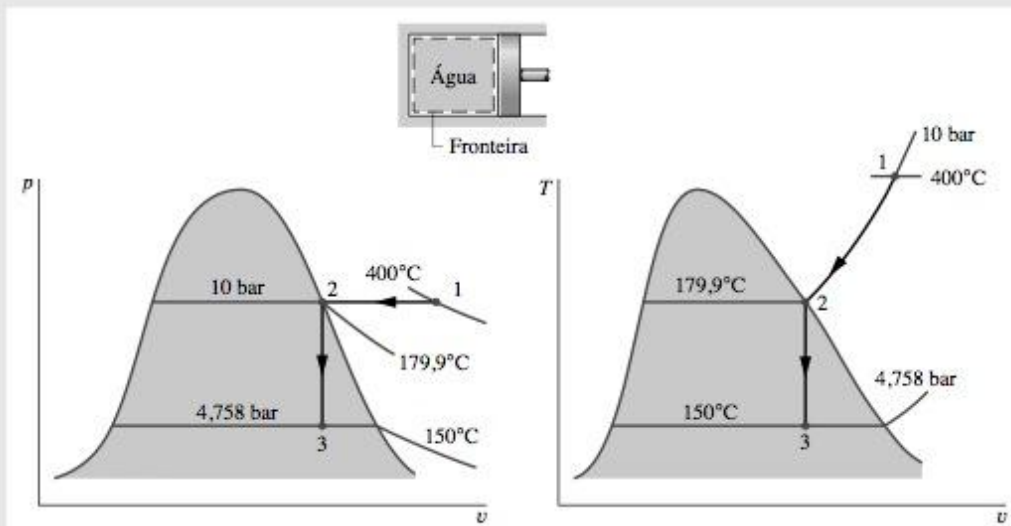



Figura E4.4

Hipóteses:

1. A água é um sistema fechado.
2. Somente o pistão realiza trabalho.
3. Não há variação na energia cinética ou potencial.

Análise: **(a)** Os dois processos são mostrados nos diagramas T–v e p–v. Uma vez que a temperatura no estado 1, T_1 = 400°C, é maior do que a temperatura de saturação correspondente a p_1 = 10 bar: 179,9°C, o estado 1 está localizado na região superaquecida.

(b) Uma vez que o pistão é o único mecanismo de trabalho

$$W = \int_1^3 p\,dV = \int_1^2 p\,dV + \cancel{\int_2^3 p\,dV}^{\,0}$$

A segunda integral deixa de existir devido ao volume ser constante no Processo 2-3. Dividindo pela massa e observando que a pressão é constante para o Processo 1-2

$$\frac{W}{m} = p(v_2 - v_1)$$

O volume específico para o estado 1 é encontrado na Tabela T-4 utilizando $p_1 = 10$ bar e $T_1 = 400°C$: $v_1 = 0,3066$ m³/kg. Além disso, $u_1 = 2957,3$ kJ/kg. O volume específico para o estado 2 é o valor para o vapor saturado a 10 bar: $v_2 = 0,1944$ m³/kg, da Tabela T-3. Logo

$$\frac{W}{m} = (10 \text{ bar})(0,1944 - 0,3066)\left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right)\left|\frac{10^5 \text{ N/m}^2}{1 \text{ bar}}\right|\left|\frac{1 \text{ kJ}}{10^3 \text{ N} \cdot \text{m}}\right|$$
$$= -112,2 \text{ kJ/kg} \triangleleft$$

O sinal negativo indica que o trabalho é efetuado *sobre* o vapor de água pelo pistão.
(c) Um balanço de energia para o processo *global* reduz-se a

$$m(u_3 - u_1) = Q - W$$

Rearranjando

$$\frac{Q}{m} = (u_3 - u_1) + \frac{W}{m}$$

Avaliar a transferência de calor requer a energia específica interna no estado 3, u_3. Como T_3 é dado e $v_3 = v_2$, duas propriedades intensivas independentes são conhecidas e, em conjunto, determinam o estado 3. Para encontrar u_3, primeiro resolvemos o título

$$x_3 = \frac{v_3 - v_{f3}}{v_{g3} - v_{f3}} = \frac{0,1944 - 1,0905 \times 10^{-3}}{0,3928 - 1,0905 \times 10^{-3}} = 0,494$$

onde v_{f3} e v_{g3} são obtidos da Tabela T-2 a 150°C. Então

$$u_3 = u_{f3} + x_3(u_{g3} - u_{f3}) = 631,68 + 0,494(2559,5 - 631,98)$$
$$= 1583,9 \text{ kJ/kg}$$

onde u_{f3} e v_{g3} são obtidos da Tabela T-2 a 150°C.
Substituindo os valores no balanço de energia,

$$\frac{Q}{m} = 1583,9 - 2957,3 + (-112,2) = -1485,6 \text{ kJ/kg}$$

O sinal negativo mostra que a energia é transferida para *fora do sistema* devido à transferência de calor. ◁

O próximo exemplo ilustra o uso do *Interactive Thermodynamics: IT* para a resolução de problemas. Nesse caso, o programa avalia os valores das propriedades, calcula os resultados e mostra os resultados graficamente.

EXEMPLO **4.5**

REPRESENTANDO GRAFICAMENTE VALORES TERMODINÂMICOS UTILIZANDO SOFTWARE

Para o sistema do Exemplo 4.1, represente graficamente a transferência de calor, em kJ, e a massa de vapor saturado presente, em kg, *versus* pressão no estado 2 variando de 1 a 2 bar. Discuta os resultados.

Solução (CD-ROM)

4.3.5 AVALIANDO OS CALORES ESPECÍFICOS c_v E c_p

Diversas propriedades relacionadas com a energia interna são importantes em termodinâmica. Uma dessas propriedades é a entalpia apresentada na Seção 4.3.2. Duas outras, conhecidas como *calores específicos*, serão consideradas nesta seção. Os calores específicos são particularmente úteis para cálculos termodinâmicos envolvendo o *modelo de gás ideal* a ser apresentado na Seção 4.5.

As propriedades intensivas c_v e c_p são definidas para substâncias puras simples compressíveis em termos de derivadas parciais das funções $u(T, v)$ e $h(T, p)$, respectivamente

$$c_v = \left.\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v \tag{4.8}$$

$$c_p = \left.\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p \tag{4.9}$$

onde os índices v e p denotam, respectivamente, as variáveis mantidas fixas durante a diferenciação. Os valores de c_v e c_p podem ser obtidos utilizando-se a abordagem microscópica para a termodinâmica junto com medições *espectroscópicas*. Elas também podem ser determinadas macroscopicamente utilizando-se outras medições de propriedades exatas. Como u e h podem ser representadas por unidade de massa ou por mol, os valores dos calores específicos podem ser expressos de forma semelhante. As unidades do SI são kJ/kg · K ou kJ/kmol · K. Outras unidades são Btu/lb · °R ou Btu/lbmol · °R.

A propriedade k, denominada *razão de calores específicos,* é a razão

$$k = \frac{c_p}{c_v} \tag{4.10}$$

calores específicos

As propriedades c_v e c_p são denominadas ***calores específicos*** (ou *capacidades caloríficas*) porque sob certas *condições especiais* eles relacionam a mudança de temperatura de um sistema com a quantidade de energia adicionada por transferência de calor. Entretanto, é preferível, em geral, pensar em c_v e c_p em função de suas definições, Eqs. 4.8 e 4.9, e não com referência a essa interpretação limitada envolvendo transferência de calor.

Em geral, c_v é uma função de v e de T (ou p e T) e c_p depende de p e T (ou v e T). Os dados do calor específico estão disponíveis para gases, líquidos e sólidos comuns. Os dados para os gases serão introduzidos na Seção 4.5 como uma parte da discussão do modelo de gás ideal. Os valores do calor específico para alguns líquidos e sólidos comuns serão introduzidos na Seção 4.3.6, como parte da discussão do modelo de substância incompressível.

4.3.6 Avaliando Propriedades de Líquidos e Sólidos

Métodos especiais podem ser muitas vezes utilizados para avaliar as propriedades de líquidos e sólidos. Esses métodos fornecem aproximações simples, embora precisas, que não exigem cálculos exatos, como as tabelas de líquido comprimido para a água, Tabelas T-5. Dois métodos especiais serão discutidos a seguir: aproximações utilizando dados de líquido saturado e modelo de substância incompressível.

Aproximações para Líquidos Utilizando Dados de Líquido Saturado

Valores aproximados para v, u e h para estados líquidos podem ser obtidos utilizando-se dados de líquido saturado. Para ilustrar, refira-se às tabelas de líquido comprimido, Tabelas T-5. Essas tabelas mostram que o volume específico e a energia interna específica variam muito pouco com a pressão *para uma dada temperatura*. Como os valores de v e u variam apenas gradualmente conforme a pressão varia para uma temperatura fixada, as aproximações seguintes são razoáveis para muitos dos cálculos de engenharia:

$$v(T, p) \approx v_f(T) \tag{4.11}$$

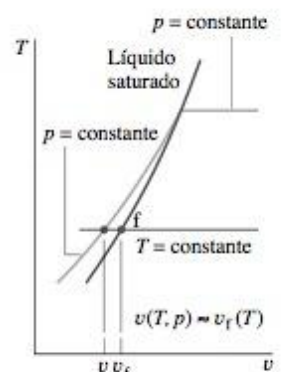
$$u(T, p) \approx u_f(T) \tag{4.12}$$

Isto é, para líquidos, v e u podem ser avaliados no estado de líquido saturado correspondente à temperatura no estado dado.

Uma aproximação do valor de h para os estados líquidos pode ser obtida utilizando-se as Eqs. 4.11 e 4.12 na definição de $h = u + pv$; então

$$h(T, p) \approx u_f(T) + pv_f(T)$$

Podendo ser dado alternativamente como

$$h(T, p) \approx h_f(T) + \underline{v_f(T)[p - p_{sat}(T)]} \tag{4.13}$$

onde p_{sat} representa a pressão de saturação a uma dada temperatura. Quando a contribuição do termo sublinhado da Eq. 4.13 for pequena, a entalpia específica pode ser aproximada pelo valor do líquido saturado, conforme feito para v e u. Isto é,

$$h(T, p) \approx h_f(T) \tag{4.14}$$

Embora as aproximações dadas aqui tenham sido apresentadas em relação à água líquida, elas também fornecem aproximações plausíveis para outras substâncias *quando apenas os dados de líquido disponíveis são para estados de líquido saturado*. Neste livro, os dados de líquido comprimido são apresentados apenas para a água (Tabelas T-5). Observe também que o *Interactive Thermodynamics: IT* não fornece valores para o líquido comprimido para *nenhuma* substância, mas utiliza as Eqs. 4.11, 4.12 e 4.14 para obter valores de líquido para v, u e h, respectivamente. Quando uma precisão maior do que a fornecida por essas aproximações for necessária, outras fontes de dados devem ser consultadas para um cálculo mais completo de propriedades da substância em consideração.

Modelo de Substância Incompressível

Conforme observado acima, há regiões onde o volume específico da água líquida varia pouco e a energia interna específica varia principalmente com a temperatura. O mesmo comportamento geral é exibido por fases líquidas de outras substâncias e por sólidos. As aproximações das Eqs. 4.11-4.14 são baseadas nessas observações, conforme o ***modelo de substância incompressível*** na consideração presente.

modelo de substância incompressível

Para simplificar os cálculos envolvendo líquidos ou sólidos, o volume específico (massa específica) é em geral admitido como constante e a energia interna específica varia somente com a temperatura. Uma substância idealizada dessa forma é denominada *incompressível*.

Como a energia interna específica de uma substância modelada como incompressível depende somente da temperatura, o calor específico c_v é também uma função apenas da temperatura.

$$c_v(T) = \frac{du}{dT} \qquad \text{(incompressível)} \tag{4.15}$$

Isso é representado como uma derivada ordinária porque u depende apenas de T.

Embora o volume específico seja constante e a energia interna dependa apenas da temperatura, a entalpia varia com a pressão e a temperatura conforme

$$h(T, p) = u(T) + pv \text{ (incompressível)} \tag{4.16}$$

Para uma substância modelada como incompressível, os calores específicos c_v e c_p são iguais. Isso pode ser percebido através da diferenciação da Eq. 4.16 em relação à temperatura mantendo-se a pressão fixa para se obter

$$\left.\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p = \frac{du}{dT}$$

O lado esquerdo dessa expressão é c_p por definição (Eq. 4.9), então utilizando a Eq. 4.15 no lado direito, temos

$$c_p = c_v \text{ (incompressível)} \tag{4.17}$$

Logo, para uma substância incompressível é desnecessária a distinção entre c_p e c_v e os dois podem ser representados pelo mesmo símbolo, c. Os calores específicos de alguns líquidos e sólidos mais comuns são fornecidos *versus* a temperatura nas Tabelas TC-1, 2, 4 e 5, do Apêndice. Em intervalos limitados de temperatura, a variação de c com a temperatura pode ser pequena. Em tais circunstâncias, o calor específico c pode ser tratado como constante sem que haja perda de precisão.

Utilizando as Eqs. 4.15 e 4.16, as variações na energia interna específica e entalpia específica entre dois estados são dadas, respectivamente, por

$$u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} c(T)\, dT \qquad \text{(incompressível)} \tag{4.18}$$

$$\begin{aligned} h_2 - h_1 &= u_2 - u_1 + v(p_2 - p_1) \\ &= \int_{T_1}^{T_2} c(T)\, dT + v(p_2 - p_1) \qquad \text{(incompressível)} \end{aligned} \tag{4.19}$$

Se o calor específico c for considerado constante, a Eq. 4.28 torna-se

$$u_2 - u_1 = c(T_2 - T_1) \qquad \text{(incompressível, } c \text{ constante)} \tag{4.20}$$

Quando c é constante, a Eq. 4.19 torna-se

$$h_2 - h_1 = c(T_2 - T_1) + \underline{v(p_2 - p_1)} \qquad \text{(incompressível, } c \text{ constante)} \tag{4.21a}$$

Na Eq. 4.21a, o termo sublinhado é em geral pequeno comparado com o primeiro termo no lado direito; a equação então se reduz à mesma forma da Eq. 4.20

$$h_2 - h_1 \approx c(T_2 - T_1) \qquad \text{(incompressível, } c \text{ constante)} \tag{4.21b}$$

4.4 Relações p–v–T para Gases

O objetivo desta seção é obter um melhor entendimento das relações entre pressão, volume específico e temperatura dos gases. Isso é importante não só para o entendimento do comportamento de gases mas também para as discussões da segunda parte do capítulo, onde o *modelo de gás ideal* será introduzido. A apresentação corrente é conduzida em função do *fator de compressibilidade* e começa com a introdução da *constante universal dos gases*.

Constante Universal dos Gases, $\overline{R}$

Seja um gás confinado em uma montagem cilindro-pistão, submetido a uma temperatura constante. O pistão pode ser movido para diversas posições de forma que uma série de estados de equilíbrio a temperatura constante pode ocorrer. Suponha que a pressão e o volume específico sejam medidos a cada estado e o valor da razão $p\overline{v}/T$ ($\overline{v}$ é o volume por mol) determinado. Essas razões podem ser então representadas graficamente *versus* pressão para temperatura constante. Os resultados para diversas temperaturas são esboçados na Fig. 4.7. Quando as taxas são extrapoladas para a pressão zero, *precisamente o mesmo valor limítrofe é obtido* para cada curva. Isto é,

$$\lim_{p \to 0} \frac{p\overline{v}}{T} = \overline{R} \tag{4.22}$$

onde $\overline{R}$ representa o limite comum para todas as temperaturas. Se esse procedimento fosse repetido para outros gases, veríamos, em todos os casos, que o limite da razão $p\overline{v}/T$ conforme p tende a zero a uma tem-

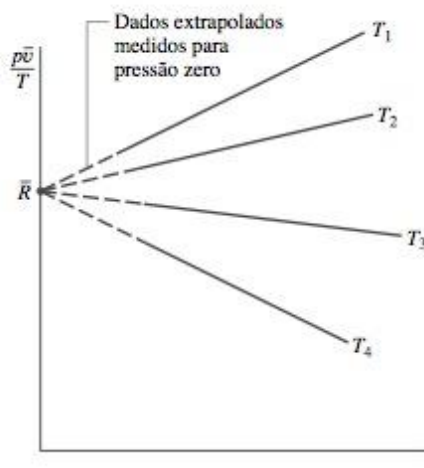



Figura 4.7 Representação de $p\overline{v}/T$ *versus* pressão para um gás em diversos valores especificados de temperatura.

peratura fixada é o mesmo, denominado $\overline{R}$. Como o mesmo valor-limite é apresentado para todos os gases, $\overline{R}$ é denominado ***constante universal dos gases***. Seu valor determinado experimentalmente é

constante universal dos gases

$$\overline{R} = \begin{cases} 8{,}314 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K} \\ 1{,}986 \text{ Btu/lbmol} \cdot {}^\circ\text{R} \\ 1545 \text{ ft} \cdot \text{lbf/lbmol} \cdot {}^\circ\text{R} \end{cases} \tag{4.23}$$

Após a introdução da constante universal dos gases, iremos a seguir estudar o fator de compressibilidade.

FATOR DE COMPRESSIBILIDADE, *Z*

fator de compressibilidade

A razão *adimensional* $p\overline{v}/\overline{R}T$ é denominada ***fator de compressibilidade*** e é representada por Z. Isto é,

$$Z = \frac{p\overline{v}}{\overline{R}T} \tag{4.24}$$

Quando os valores para p, $\overline{v}$, $\overline{R}$ e $\overline{T}$ são utilizados em unidades consistentes, Z é adimensional.

Com $\overline{v} = Mv$ (Eq. 2.11), onde M é o peso atômico ou molecular, o fator de compressibilidade pode também ser dado por

$$Z = \frac{pv}{RT} \tag{4.25}$$

onde

$$R = \frac{\overline{R}}{M} \tag{4.26}$$

R é uma constante para um gás particular cujo peso molecular é M. As unidades alternativas para R são kJ/kg · K, Btu/lb · °R e ft.lbf/lb · °R.

A Eq. 4.22 pode ser representada em função do fator de compressibilidade, isto é,

$$\lim_{p \to 0} Z = 1 \tag{4.27}$$

Ou seja, o fator de compressibilidade Z tende à unidade conforme a pressão tende a zero para uma temperatura fixada. Isso é ilustrado através da Fig. 4.8, que mostra Z para o hidrogênio como função da pressão para diversas temperaturas. Em geral, para estados de um gás onde a pressão é pequena em relação à pressão crítica do gás, Z se aproxima de 1.

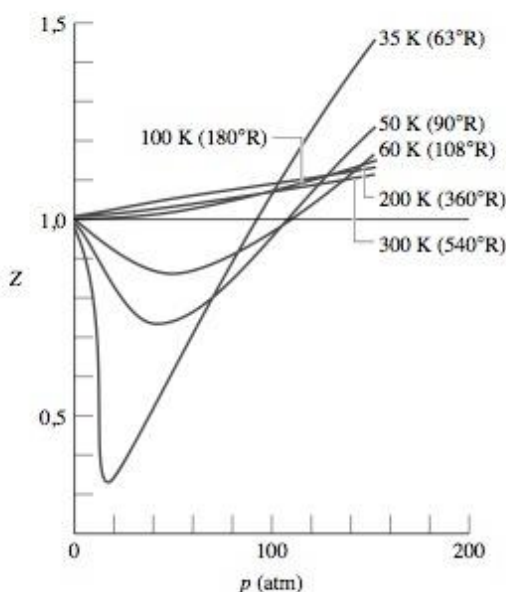



Figura 4.8 Variação do fator de compressibilidade do hidrogênio com a pressão a uma temperatura constante.

Dados de Compressibilidade Generalizada (CD-ROM)

Observação Importante: O CD-ROM pode conter equações, figuras e exemplos que não estão incluídos na versão impressa do livro. No caso presente, a Fig. 4.9, as Equações 4.28 e 4.29 e o Exemplo 4.6 são encontrados **apenas** no CD.

Avaliando as Propriedades Utilizando o Modelo de Gás Ideal

A discussão da Seção 4.4 mostra que o fator de compressibilidade $Z = pv/RT$ tende à unidade à medida que a pressão diminui a uma temperatura fixada. Para os gases em geral, verificamos que, para estados onde a pressão é pequena em relação à pressão crítica p_c, o fator de compressibilidade é aproximadamente 1. Para tais estados, podemos admitir com razoável precisão que $Z = 1$, ou

$$pv = RT \tag{4.30}$$

Conhecida como a ***equação de estado do gás ideal***, a Eq. 4.30 fundamenta a segunda parte deste capítulo que lida com o modelo de gás ideal.

equação de estado do gás ideal

Formas alternativas da mesma relação básica entre pressão, volume específico e temperatura são obtidas a seguir. Com $v = V/m$, a Eq. 4.3 pode ser dada como

$$pV = mRT \tag{4.31}$$

Além disso, como $v = \bar{v}/M$ e $R = \bar{R}/M$, onde M é o peso atômico ou molecular, a Eq. 4.30 pode ser dada como

$$p\bar{v} = \bar{R}T \tag{4.32}$$

ou, com $\bar{v} = V/n$, como

$$pV = n\bar{R}T \tag{4.33}$$

4.5 Modelo de Gás Ideal

Para qualquer gás cuja equação de estado é dada *exatamente* por $pv = RT$, a energia interna específica depende *apenas* da temperatura. Essa conclusão é baseada em observações experimentais, iniciadas com o trabalho de Joule, que mostrou, em 1843, que a energia interna do ar a baixa densidade depende essencialmente da temperatura. A entalpia específica de um gás descrito por $pv = RT$ também depende apenas da temperatura, conforme pode ser demonstrado combinando-se a definição de entalpia, $h = u + pv$, com $u = u(T)$ e a equação de estado do gás ideal para se obter $h = u(T) + RT$. O conjunto dessas especificações constitui o ***modelo de gás ideal***, resumido a seguir:

modelo de gás ideal

$$pv = RT \tag{4.30}$$

$$u = u(T) \tag{4.34}$$

$$h = h(T) = u(T) + RT \tag{4.35}$$

A energia interna específica e a entalpia dos gases dependem geralmente de duas propriedades independentes, e não apenas da temperatura conforme presumido pelo modelo de gás ideal. Além disso, a equação de estado de gás ideal não fornece uma aproximação aceitável para todos os estados. Em função disso, o uso do modelo de gás ideal depende do erro admitido em um determinado cálculo. Ainda assim, os gases se *aproximam* freqüentemente do comportamento de um gás ideal e uma descrição simplificada particular é obtida com o modelo de gás ideal.

Para desenvolver as soluções dos exemplos subseqüentes e dos problemas no final do capítulo envolvendo ar, oxigênio (O_2), nitrogênio (N_2), dióxido de carbono (CO_2), monóxido de carbono (CO), hidrogênio (H_2) e outros gases comuns, admitimos o modelo de gás ideal como válido. A aceitabilidade dessa hipótese poderia ser verificada em relação aos dados apropriados, incluindo os valores de compressibilidade conforme mostrado na Fig. 4.8.

Atualização da Metodologia

O exemplo a seguir ilustra o uso da equação de estado do gás ideal e reforça o uso dos diagramas de propriedades para identificar os estados principais durante os processos.

EXEMPLO 4.7

O AR COMO UM GÁS IDEAL SUBMETIDO A UM CICLO

Uma libra de ar é submetida a um ciclo termodinâmico que consiste em três processos:

Processo 1-2: volume específico constante

Processo 2-3: expansão a temperatura constante

Processo 3-1: compressão a pressão constante

Para o estado 1, a temperatura é de 540°R e a pressão é 1 atm. Para o estado 2, a pressão é 2 atm. Empregando a equação de estado de gás ideal,

(a) esboce o ciclo em coordenadas *pv*.
(b) determine a temperatura para o estado 2, em °R.
(c) determine o volume específico para o estado 3, em ft³/lb.

Solução

Dados: O ar executa um ciclo termodinâmico consistindo em três processos; Processo 1-2, v = constante; Processo 2-3, T = constante; Processo 3-1, p = constante. Os valores são dados para T_1, p_1 e p_2.

Determinar: Esboço do ciclo em coordenadas p–v, e T_2 e v_3.

Esquema e Dados Fornecidos:

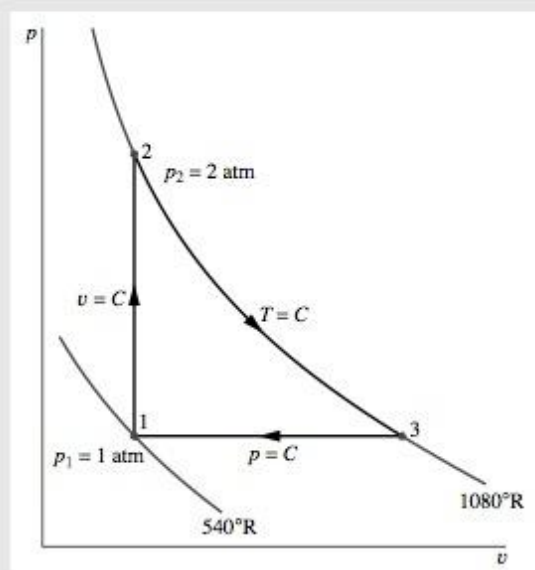



Figura E4.7

Hipóteses:
1. O ar é um sistema fechado.
2. O ar se comporta como gás ideal.

Análise: **(a)** O ciclo mostrado na figura está em coordenadas p–v. Observe que, como $p = RT/v$ e a temperatura é constante, a variação de p com v para o processo de 2 a 3 é não-linear.

(b) Utilizando-se $pv = RT$, a temperatura para o estado 2 é

$$T_2 = p_2 v_2 / R$$

Para se obter o volume específico v_2 necessário nessa relação, observe que $v_2 = v_1$, então

$$v_2 = RT_1/p_1$$

Combinando esses dois resultados

❶
$$T_2 = \frac{p_2}{p_1} T_1 = \left(\frac{2 \text{ atm}}{1 \text{ atm}}\right)(540°\text{R}) = 1080°\text{R} \triangleleft$$

(c) Uma vez que $pv = RT$, o volume específico para o estado 3 é

$$v_3 = RT_3/p_3$$

Observando que $T_3 = T_2, p_3 = p_1$ e $R = \overline{R}/M$,

$$\begin{aligned} v_3 &= \frac{\overline{R}T_2}{Mp_1} \\ &= \left(\frac{1545 \dfrac{\text{ft} \cdot \text{lbf}}{\text{lbmol} \cdot {}^\circ\text{R}}}{28{,}97 \dfrac{\text{lb}}{\text{lbmol}}} \right) \frac{(1080^\circ\text{R})}{(14{,}7 \text{ lbf/in}^2)|144 \text{ in}^2/\text{ft}^2|} \\ &= 27{,}2 \text{ ft}^3/\text{lb} \lhd \end{aligned}$$

onde o peso molecular do ar foi retirado da Tabela T-1E.

❶ Observe atentamente que a equação de estado $pv = RT$ necessita do uso da temperatura *absoluta* T e da pressão *absoluta* p.

4.6 Energia Interna, Entalpia e Calores Específicos dos Gases Ideais

Para um gás obedecendo ao modelo de gás ideal, a energia interna específica depende apenas da temperatura. Então, o calor específico c_v, definido pela Eq. 4.8, é também uma função apenas da temperatura. Isto é,

$$c_v(T) = \frac{du}{dT} \quad \text{(gás ideal)} \tag{4.36}$$

Ele é representado como a derivada ordinária porque u depende apenas de T.

Separando as variáveis na Eq. 4.36,

$$du = c_v(T)\, dT \tag{4.37}$$

Integrando,

$$u(T_2) - u(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} c_v(T)\, dT \quad \text{(gás ideal)} \tag{4.38}$$

Analogamente, para um gás obedecendo ao modelo de gás ideal, a entalpia específica depende apenas da temperatura, logo o calor específico c_p, definido pela Eq. 4.9, é também uma função apenas da temperatura. Isto é,

$$c_p(T) = \frac{dh}{dT} \quad \text{(gás ideal)} \tag{4.39}$$

Separando as variáveis na Eq. 4.39,

$$dh = c_p(T)\, dT \tag{4.40}$$

Integrando

$$h(T_2) - h(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T)\, dT \quad \text{(gás ideal)} \tag{4.41}$$

Uma importante relação entre os calores específicos do gás ideal pode ser desenvolvida através da diferenciação da Eq. 4.35 em relação à temperatura

$$\frac{dh}{dT} = \frac{du}{dT} + R$$

e, introduzindo as Eqs. 4.36 e 4.39, obtemos

$$c_p(T) = c_v(T) + R \qquad \text{(gás ideal)} \tag{4.42}$$

Em base molar, podemos escrever

$$\bar{c}_p(T) = \bar{c}_v(T) + \bar{R} \qquad \text{(gás ideal)} \tag{4.43}$$

Embora cada um dos dois calores específicos de um gás ideal seja uma função da temperatura, as Eqs. 4.42 e 4.43 mostram que os calores específicos diferem apenas por uma constante, a constante do gás. O conhecimento de um dos calores específicos para um gás particular permite que o outro seja calculado utilizando-se apenas a constante do gás. As equações acima também mostram que $c_p > c_v$ e $\bar{c}_p > \bar{c}_v$, respectivamente.

Para um gás ideal, a razão entre os calores específicos, k, é também função apenas da temperatura.

$$k = \frac{c_p(T)}{c_v(T)} \qquad \text{(gás ideal)} \tag{4.44}$$

Como $c_p > c_v$, segue-se que $k > 1$. Combinando as Eqs. 4.42 e 4.44, temos

$$c_p(T) = \frac{kR}{k-1} \tag{4.45}$$

(gás ideal)

$$c_v(T) = \frac{R}{k-1} \tag{4.46}$$

Expressões semelhantes podem ser escritas para os calores específicos em base molar, com R substituído por $\bar{R}$.

Funções de Calor Específico. As expressões anteriores exigem que os calores específicos do gás ideal sejam funções de temperatura. Essas funções estão disponíveis para gases de interesse prático sob várias formas, incluindo gráficos, tabelas e equações. A Fig. 4.10 ilustra a variação de $\bar{c}_p$ (base molar) com a temperatura

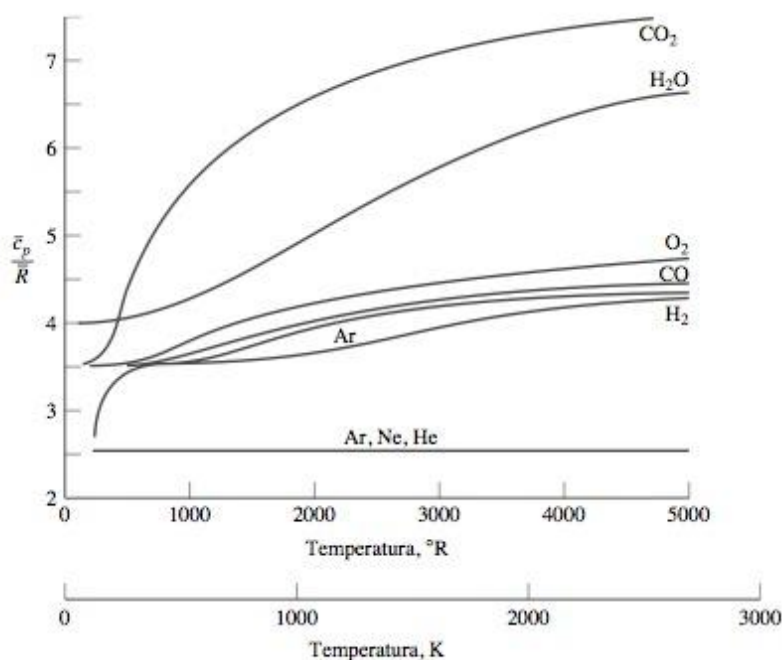



Figura 4.10 Variação de $\bar{c}_p/\bar{R}$ com a temperatura para alguns gases modelados como gases ideais.

para diversos gases comuns. Na faixa de temperatura mostrada, $\bar{c}_p$ aumenta com a temperatura para todos os gases, exceto para gases monoatômicos Ar, Ne e He. Para esses, $\bar{c}_p$ é aproximadamente constante e igual ao valor previsto pela teoria cinética, $\bar{c}_p = \frac{5}{2}\bar{R}$. Dados tabelados para calores específicos de gases selecionados são apresentados como função da temperatura nas Tabelas T-10.

4.7 Avaliando Δu e Δh de Gases Ideais

Utilizando a Tabela de Gás Ideal

Para diversos gases comuns, as variações na avaliação de energia interna específica e da entalpia são facilitadas através do uso de *tabelas de gases ideais*, Tabelas T-9 e T-11, que fornecem u e h (ou $\bar{u}$ e $\bar{h}$) em função da temperatura.

Para obter a entalpia em função da temperatura, escrevemos a Eq. 4.41 como

$$h(T) = \int_{T_{ref}}^{T} c_p(T)\, dT + h(T_{ref})$$

onde T_{ref} é uma temperatura de referência arbitrária e $h(T_{ref})$ é um valor arbitrário para a entalpia em uma temperatura de referência. As Tabelas T-9 e T-11 são baseadas na seleção de $h = 0$ para $T_{ref} = 0$ K. Então, um tabelamento da entalpia em função da temperatura é desenvolvido através da integral

$$h(T) = \int_{0}^{T} c_p(T)\, dT \tag{4.47}$$

As tabelas de energia interna em função da temperatura são obtidas a partir de valores tabelados da entalpia utilizando-se $u = h - RT$.

Para o ar como um gás ideal, h e u são dados na Tabela T-9 com as unidades de kJ/kg e na Tabela T-9E em unidades de Btu/lb. Os valores da entalpia específica $\bar{h}$ e energia interna $\bar{u}$ na base molar para diversos outros gases comuns modelados como gases ideais são dados nas Tabelas T-11 com unidades de kJ/kmol ou Btu/lbmol. Outras grandezas diferentes de energia interna específica e entalpia contidas nessas tabelas serão introduzidas no Cap. 7 e devem ser ignoradas no momento. As Tabelas T-9 e T-11 são convenientes para avaliações envolvendo gases ideais, não só devido ao fato de a variação dos calores específicos com a temperatura ser considerada automaticamente mas também devido à facilidade de uso das tabelas.

Por Exemplo... utilizemos a Tabela T-9 para avaliar a variação de entalpia específica, em kJ/kg, para o ar de um estado onde $T_1 = 400$ K para um estado onde $T_2 = 900$ K. Para as respectivas temperaturas, a tabela do gás ideal para o ar, Tabela T-9, fornece

$$h_1 = 400{,}98\ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}, \qquad h_2 = 932{,}93\ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Então, $h_2 - h_1 = 531{,}95$ kJ/kg. ▲

Admitindo os Calores Específicos como Constantes

Quando os calores específicos são admitidos como constantes, as Eqs. 4.38 e 4.41 se reduzem, respectivamente, a

$$u(T_2) - u(T_1) = c_v(T_2 - T_1) \tag{4.48}$$
$$h(T_2) - h(T_1) = c_p(T_2 - T_1) \tag{4.49}$$

As Eqs. 4.48 e 4.49 são utilizadas em geral em análises termodinâmicas envolvendo gases ideais porque elas permitem que equações de formas fechadas simples sejam desenvolvidas para muitos processos.

Os valores constantes de c_v e c_p nas Eqs. 4.48 e 4.49 são, estritamente falando, valores médios calculados da seguinte forma:

$$c_v = \frac{\int_{T_1}^{T_2} c_v(T)\, dT}{T_2 - T_1}, \qquad c_p = \frac{\int_{T_1}^{T_2} c_p(T)\, dT}{T_2 - T_1}$$

Entretanto, quando a variação de c_v ou c_p ao longo de um dado intervalo de temperatura é pequena, um pequeno erro é normalmente introduzido ao se tomar o calor específico considerado pela Eq. 4.48 ou 4.49 como a média aritmética dos valores dos calores específicos para as duas temperaturas finais. Alternativamente, pode ser utilizado o calor específico em uma temperatura média do intervalo. Esses métodos são particularmente convenientes quando dados de calor específico estão disponíveis, como nas Tabelas T-10. Assim, os valores de calor específico *constante* muitas vezes podem ser determinados por inspeção.

UTILIZANDO O SOFTWARE COMPUTACIONAL (CD-ROM)

O exemplo seguinte ilustra o uso das tabelas de gás ideal, em conjunto com o balanço de energia para sistemas fechados.

EXEMPLO 4.8

UTILIZANDO BALANÇO DE ENERGIA E TABELAS DE GÁS IDEAL

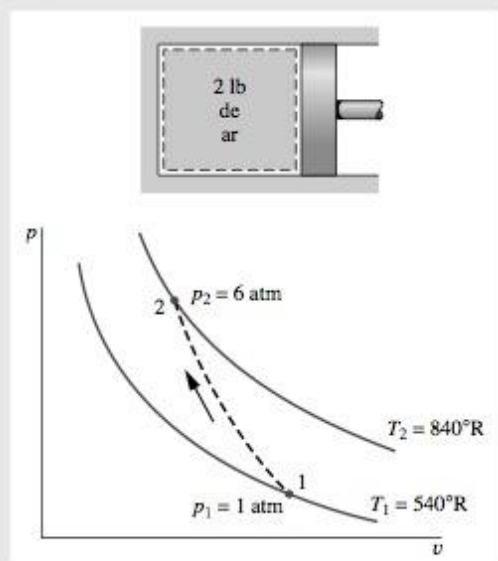
Uma montagem pistão-cilindro contém 2 lb de ar a uma temperatura de 540°R e a uma pressão de 1 atm. O ar é comprimido para um estado onde a temperatura é 840°R e a pressão é de 6 atm. Durante a compressão, a transferência de calor do ar para a vizinhança é igual a 20 Btu. Utilizando o modelo de gás ideal para o ar, determine o trabalho realizado durante o processo, em Btu.

Solução

Dados: Duas libras de ar são comprimidas entre dois estados especificados enquanto uma quantidade de calor determinada é transferida do ar.

Determinar: O trabalho, em Btu.

Esquema e Dados Fornecidos:

❶

Hipóteses:

1. O ar é um sistema fechado.
2. Os estados inicial e final são estados de equilíbrio. Não há variação na energia cinética ou potencial.
3. O ar é modelado como um gás ideal.

Figura E4.8

Análise: O balanço de energia para o sistema fechado é

$$\cancel{\Delta KE}^{0} + \cancel{\Delta PE}^{0} + \Delta U = Q - W$$

onde os termos de energia cinética e potencial desaparecem em função da hipótese 2. Resolvendo para W,

❷

$$W = Q - \Delta U = Q - m(u_2 - u_1)$$

Pelo enunciado do problema, $Q = -20$ Btu. Também, da Tabela T-9E para $T_1 = 540°R$, $u_1 = 92{,}04$ Btu/lb e, para $T_2 = 840°R$, $u_2 = 143{,}98$ Btu/lb. Então,

$$W = -20 - (2)(143{,}98 - 92{,}04) = -123{,}9 \text{ Btu} \triangleleft$$

O sinal negativo indica que o trabalho é efetuado sobre o sistema.

❶ Embora os estados inicial e final sejam admitidos como estados de equilíbrio, os estados intermediários não são necessariamente estados de equilíbrio, de forma que o processo foi indicado no diagrama p–v por uma linha tracejada. A linha tracejada não define um "caminho" para o processo.

❷ Em princípio, o trabalho poderia ser avaliado através de $\int p\, d\, V$, mas, devido à variação da pressão na face do pistão com o volume não ser conhecida, a integração não pode ser efetuada por falta de informação.

O exemplo seguinte ilustra o uso de programas de computador para a resolução de um problema com o modelo de gás ideal. Os resultados obtidos são comparados com aqueles determinados admitindo o calor específico $\bar{c}_v$ como constante.

EXEMPLO 4.9

UTILIZANDO O BALANÇO DE ENERGIA E O SOFTWARE

Um kmol de gás dióxido de carbono (CO_2) em uma montagem pistão-cilindro é submetido a um processo a pressão constante de 1 bar de $T_1 = 300$ K para T_2. Represente graficamente a transferência de calor para o gás, em kJ, em função de T_2 variando de 300 a 1500 K. Admita o modelo de gás ideal e determine a variação da energia específica interna para o gás utilizando

(a) os dados de $\bar{u}$ do *IT*.
(b) um $\bar{c}_v$ constante avaliado em T_1 no *IT*.

Solução (CD-ROM)

O exemplo seguinte ilustra o uso do balanço de energia para um sistema fechado em conjunto com o modelo de gás ideal e a hipótese de calores específicos constantes.

EXEMPLO 4.10

UTILIZANDO O BALANÇO DE ENERGIA E OS CALORES ESPECÍFICOS CONSTANTES

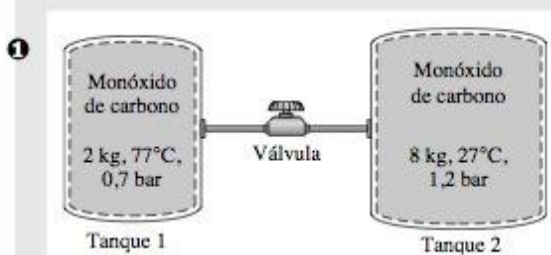
Dois tanques estão conectados por uma válvula. Um tanque contém 2 kg do gás monóxido de carbono a 77°C e 0,7 bar. O outro tanque tem 8 kg do mesmo gás a 27°C e 1,2 bar. A válvula é aberta e enquanto os gases se misturam eles recebem energia por transferência de calor da vizinhança. A temperatura final de equilíbrio é 42°C. Utilizando o modelo de gás ideal, determine (a) a pressão final de equilíbrio, em bar; (b) a transferência de calor para o processo, em kJ.

Solução

Dados: Dois tanques contendo quantidades diferentes do gás monóxido de carbono inicialmente em diferentes estados são conectados através de uma válvula. A válvula é aberta e os gases se misturam enquanto recebem uma certa quantidade de energia por transferência de calor. A temperatura final de equilíbrio é conhecida.

Determinar: A pressão final e a transferência de calor para o processo.

Esquema e Dados Fornecidos:

❶

Hipóteses:

1. A quantidade total de gás monóxido de carbono é um sistema fechado.
2. O gás é modelado como um gás ideal com c_v constante.
3. O gás em cada tanque encontra-se inicialmente em equilíbrio. O estado final é um estado de equilíbrio.
4. Nenhuma energia é transferida para o gás ou do gás por trabalho.
5. Não há variação na energia cinética ou potencial.

Figura E4.10

Análise: (a) A pressão final de equilíbrio p_f pode ser determinada a partir da equação de estado do gás ideal

$$p_f = \frac{mRT_f}{V}$$

onde m é a soma das quantidades iniciais de massa presente nos dois tanques, V é o volume total dos dois tanques e T_f é a temperatura final de equilíbrio. Então

$$p_f = \frac{(m_1 + m_2)RT_f}{V_1 + V_2}$$

Representando a temperatura e pressão iniciais no tanque 1 por T_1 e p_1, respectivamente, $V_1 = m_1RT_1/p_1$. Analogamente, se a temperatura e pressão iniciais no tanque 2 são T_2 e p_2, $V_2 = m_2RT_2/p_2$. Então a pressão final é

$$p_f = \frac{(m_1 + m_2)RT_f}{\left(\frac{m_1RT_1}{p_1}\right) + \left(\frac{m_2RT_2}{p_2}\right)} = \frac{(m_1 + m_2)T_f}{\left(\frac{m_1T_1}{p_1}\right) + \left(\frac{m_2T_2}{p_2}\right)}$$

Introduzindo os valores

$$p_f = \frac{(10 \text{ kg})(315 \text{ K})}{\frac{(2 \text{ kg})(350 \text{ K})}{0{,}7 \text{ bar}} + \frac{(8 \text{ kg})(300 \text{ K})}{1{,}2 \text{ bar}}} = 1{,}05 \text{ bar} \quad \triangleleft$$

(b) A transferência de calor pode ser obtida a partir do balanço de energia, que se reduz, devido às considerações 4 e 5, a

$$\Delta U = Q - \cancel{W}^{0}$$

ou

$$Q = U_f - U_i$$

U_i é a energia interna inicial, dada por

$$U_i = m_1u(T_1) + m_2u(T_2)$$

onde T_1 e T_2 são as temperaturas iniciais do CO nos tanques 1 e 2, respectivamente. A energia interna final é U_f

$$U_f = (m_1 + m_2)u(T_f)$$

Introduzindo essas expressões para a energia interna, o balanço de energia torna-se

$$Q = m_1[u(T_f) - u(T_1)] + m_2[u(T_f) - u(T_2)]$$

Como o calor específico c_v é constante (hipótese 2),

$$Q = m_1c_v(T_f - T_1) + m_2c_v(T_f - T_2)$$

Avaliando c_v como a média dos valores listados na Tabela T-10 a 300 K e 350 K, $c_v = 0{,}745$ kJ/kg · K. Logo

❷
$$\begin{aligned} Q &= (2 \text{ kg})\left(0{,}745 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right)(315 \text{ K} - 350 \text{ K}) \\ &\quad + (8 \text{ kg})\left(0{,}745 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right)(315 \text{ K} - 300 \text{ K}) \\ &= +37{,}25 \text{ kJ} \quad \triangleleft \end{aligned}$$

O sinal positivo indica que o calor é transferido para o sistema.

❶ Como o calor específico c_v do CO varia muito pouco no intervalo de temperatura de 300 a 350 K (Tabela T-10), ele pode ser tratado como uma constante.

❷ Como exercício, avalie Q, utilizando os valores da energia interna específica da tabela de gás ideal para o CO, Tabela T-11. Observe que a energia interna específica é dada na Tabela T-11 com unidades de kJ/kmol.

4.8 Processo Politrópico de um Gás Ideal

Lembre-se de que um processo *politrópico* para um sistema fechado é descrito por uma relação pressão-volume na forma

$$pV^n = constante \tag{4.50}$$

onde n é uma constante (Seção 3.3). Para um processo politrópico entre dois estados

$$p_1V_1^n = p_2V_2^n$$

ou

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n \tag{4.51}$$

O expoente n pode assumir qualquer valor entre $-\infty$ e $+\infty$, dependendo do processo particular. Quando $n = 0$, o processo é um processo isobárico (pressão constante) e quando $n = \pm\infty$ o processo é um processo isométrico (volume constante).

Para um processo politrópico

$$\int_1^2 p\,dV = \frac{p_2V_2 - p_1V_1}{1-n} \qquad (n \neq 1) \tag{4.52}$$

para qualquer expoente de n exceto $n = 1$. Quando $n = 1$,

$$\int_1^2 p\,dV = p_1V_1 \ln\frac{V_2}{V_1} \qquad (n = 1) \tag{4.53}$$

O Exemplo 3.1 fornece os detalhes dessas integrações.

As Eqs. 4.50 a 4.53 se aplicam para *qualquer* gás (ou líquido) submetido a um processo politrópico. Quando a idealização *adicional* do comportamento de um gás ideal for apropriada, outras relações adicionais poderão ser deduzidas. Então, quando a equação de estado do gás ideal for introduzida nas Eqs. 4.51, 4.52 e 4.53, as seguintes expressões poderão ser obtidas, respectivamente:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(n-1)/n} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{n-1} \qquad \text{(gás ideal)} \tag{4.54}$$

$$\int_1^2 p\,dV = \frac{mR(T_2 - T_1)}{1-n} \qquad \text{(gás ideal, } n \neq 1\text{)} \tag{4.55}$$

$$\int_1^2 p\,dV = mRT \ln\frac{V_2}{V_1} \qquad \text{(gás ideal, } n = 1\text{)} \tag{4.56}$$

Para um gás ideal, o caso $n = 1$ corresponde a um processo isotérmico (temperatura constante), que pode ser verificado prontamente. Quando os calores específicos são constantes, o valor do expoente n correspondente a um processo adiabático politrópico de um gás ideal é a razão k dos calores específicos (veja discussão da Eq. 7.36).

O Exemplo 4.11 ilustra o uso de balanço de energia para um sistema fechado consistindo em um gás ideal submetido a um processo politrópico.

Exemplo 4.11

Processo Politrópico do Ar como um Gás Ideal

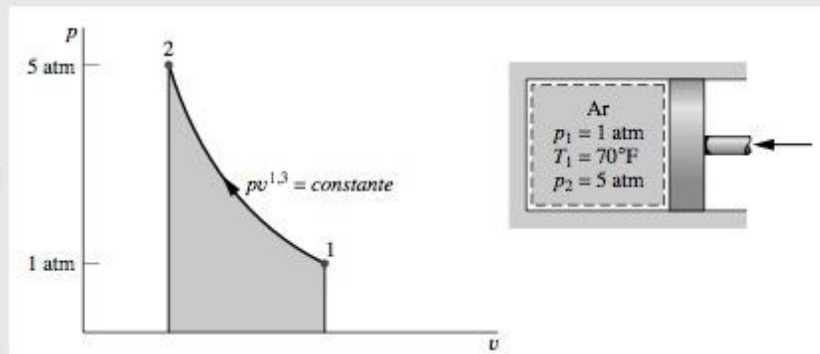
Ar é submetido a uma compressão politrópica em uma montagem pistão-cilindro de $p_1 = 1$ atm, $T_1 = 70°F$ até $p_2 = 5$ atm. Utilizando o modelo de gás ideal, determine o trabalho e a transferência de calor por unidade de massa, em Btu/lb, se $n = 1{,}3$.

Solução

Dados: Ar submetido a um processo de compressão politrópica de um dado estado inicial para uma pressão final especificada.

Determinar: O trabalho e a transferência de calor, em Btu/lb.

Esquema e Dados Fornecidos:

❶

Hipóteses:

1. O ar é um sistema fechado.
2. O ar se comporta como um gás ideal.
3. A compressão é politrópica com $n = 1,3$.
4. Não há variação na energia cinética ou potencial.

Figura E4.11

Análise: O trabalho pode ser calculado neste caso pela expressão

$$W = \int_1^2 p\,dV$$

Com a Eq. 4.55

$$\frac{W}{m} = \frac{R(T_2 - T_1)}{1 - n}$$

A temperatura no estado final, T_2, é necessária. Ela pode ser avaliada através da Eq. 4.54

$$T_2 = T_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(n-1)/n} = 530\left(\frac{5}{1}\right)^{(1,3-1)/1,3} = 768°\text{R}$$

O trabalho é então

$$\frac{W}{m} = \frac{R(T_2 - T_1)}{1 - n} = \left(\frac{1,986}{28,97}\,\frac{\text{Btu}}{\text{lb}\cdot°\text{R}}\right)\left(\frac{768°\text{R} - 530°\text{R}}{1 - 1,3}\right)$$
$$= -54,39 \text{ Btu/lb} \lhd$$

A transferência de calor pode ser avaliada a partir do balanço de energia. Então

$$\frac{Q}{m} = \frac{W}{m} + (u_2 - u_1) = -54,39 + (131,88 - 90,33)$$
$$= -13,34 \text{ Btu/lb} \lhd$$

onde os valores da energia interna específica são obtidos da Tabela T-9E.

❶ Os estados percorridos no processo de compressão politrópica estão mostrados pela curva do diagrama p–v. A intensidade do trabalho por unidade de massa é representada pela área sombreada *sob* a curva.

4.9 Resumo do Capítulo e Guia de Estudo

Neste capítulo consideramos as relações das propriedades para uma ampla faixa de substâncias nas formas de tabelas, gráficos e equações. Embora tenham sido considerados valores obtidos por computação, a ênfase principal foi para o uso de dados de tabelas.

Um aspecto importante da análise termodinâmica é estabelecer estados. Isso é regulado pelo princípio dos estados para sistemas simples compressíveis, que mostra que o estado intensivo é determinado por *dois* valores de propriedades intensivas independentes. Um outro importante aspecto da análise termodinâmica é a localização de estados principais dos processos em diagramas apropriados, p–v, T–v e p–T. A habilidade de determinar estados e utilizar diagramas de propriedades é particularmente importante na resolução de problemas envolvendo o balanço de energia.

O modelo de gás ideal foi introduzido na segunda parte deste capítulo, utilizando o fator de compressibilidade como ponto de partida. Essa maneira enfatiza as limitações do modelo de gás ideal. Quando for apropriado o uso do modelo de gás ideal, enfatizaremos que os calores específicos geralmente variam com a temperatura e realçam o uso de tabelas de gás ideal na resolução de problemas.

A seguinte lista de verificação fornece uma orientação para o estudo deste capítulo. Quando seu estudo do texto e dos exercícios ao fim do capítulo forem finalizados você deve ser capaz de:

- escrever os significados dos termos listados nas margens ao longo do capítulo e entender cada conceito relacionado. O subconjunto de termos-chave listados aqui na margem é particularmente importante para os capítulos subseqüentes;
- obter os dados das propriedades das Tabelas T-1 a T-11, utilizando o princípio dos estados para fixar estados e interpolação linear quando necessária;
- esboçar os diagramas T–v, p–v e p–T e localizar os estados principais em tais diagramas;
- aplicar o balanço de energia para o sistema fechado com os valores das propriedades;
- avaliar as propriedades das misturas de duas fases líquida-vapor utilizando as Eqs. 4.1, 4.2, 4.6 e 4.7;
- estimar as propriedades dos líquidos utilizando as Eqs. 4.11, 4.12 e 4.14;
- aplicar o modelo de substância incompressível;
- aplicar o modelo de gás ideal apropriadamente para a análise termodinâmica, utilizando os valores das tabelas de gás ideal ou os dados de calor específico constante para determinar Δu e Δh.

princípio dos estados
sistema compressível simples
superfície p–v–T
diagramas p–v, T–v, p–T
temperatura de saturação
pressão de saturação
mistura bifásica líquido-vapor
título
entalpia
calores específicos c_p, c_v
modelo de gás ideal

PROBLEMAS

UTILIZANDO OS DADOS p–v–T

4.1 Determine a fase ou as fases de um sistema constituído de H_2O para as seguintes condições e esboce os diagramas p–v e T–v mostrando a posição de cada estado.

(a) $p = 80$ lbf/in², $T = 312{,}07$°F.
(b) $p = 80$ lbf/in², $T = 400$°F.
(c) $T = 400$°F, $p = 360$ lbf/in².
(d) $T = 320$°F, $p = 70$ lbf/in².
(e) $T = 10$°F, $p = 14{,}7$ lbf/in².

4.2 Determine a fase ou as fases em um sistema constituído de H_2O para as seguintes condições e esboce os diagramas p–v e T–v mostrando a posição de cada estado.

(a) $p = 5$ bar, $T = 151{,}9$°C.
(b) $p = 5$ bar, $T = 200$°C.
(c) $T = 200$°C, $p = 2{,}5$ MPa.
(d) $T = 160$°C, $p = 4{,}8$ bar.
(e) $T = -12$°C, $p = 1$ bar.

4.3 Os valores encontrados na resolução de problemas em geral não caem exatamente na grade de valores fornecidos pelas tabelas das propriedades e uma *interpolação linear* entre valores tabelados adjacentes se torna necessária. A tabela seguinte lista as temperaturas e os volumes específicos do vapor de água para duas pressões:

$p = 1{,}0$ MPa		$p = 1{,}5$ MPa	
T(°C)	v(m³/kg)	T(°C)	v(m³/kg)
200	0,2060	200	0,1325
240	0,2275	240	0,1483
280	0,2480	280	0,1627

(a) Determine o volume específico em m³/kg para $T = 240$°C, $p = 1{,}25$ MPa.
(b) Determine a temperatura em °C para $p = 1{,}5$ MPa, $v = 0{,}1555$ m³/kg.
(c) Determine o volume específico em m³/kg para $T = 220$°C, $p = 1{,}4$ MPa.

4.4 Os valores encontrados na resolução de problemas em geral não caem exatamente na grade de valores fornecidos pelas tabelas de propriedades e uma *interpolação linear* entre valores tabelados adjacentes se torna necessária. A tabela seguinte lista as temperaturas e os volumes específicos do vapor de amônia para duas pressões:

$p = 50$ lbf/in²		$p = 60$ lbf/in²	
T(°F)	v(ft³/lb)	T(°F)	v(ft³/lb)
100	6,836	100	5,659
120	7,110	120	5,891
140	7,380	140	6,120

(a) Determine o volume específico em ft³/lb para $T = 120$°F, $p = 54$ lbf/in².
(b) Determine a temperatura em °F para $p = 60$ lbf/in², $v = 5{,}982$ ft³/lb.
(c) Determine o volume específico em ft³/lb para $T = 110$°F, $p = 58$ lbf/in².

4.5 Determine o título da mistura bifásica líquido-vapor de:

(a) H_2O a 100°C com um volume específico de 0,8 m³/kg.
(b) Refrigerante 134a a 0°C com um volume específico de 0,7721 cm³/g.

4.6 Determine o título da mistura bifásica líquido-vapor de:

(a) H_2O a 100 lbf/in² com um volume específico de 3,0 ft³/lb.
(b) Refrigerante 134a a −40°F com um volume específico de 5,7173 ft³/lb.

4.7 Dez kg de uma mistura bifásica líquido-vapor de metano (CH_4) encontram-se a 160 K em um tanque de 0,3 m^3. Determine o título da mistura, se os valores dos volumes específicos para líquido e vapor saturados do metano a 160 K são $v_f = 2,97 \times 10^{-3}$ m^3/kg e $v_g = 3,94 \times 10^{-2}$ m^3/kg, respectivamente.

4.8 Uma mistura bifásica líquido-vapor de H_2O, a 200 lbf/in^2, tem um volume específico de 1,5 ft^3/lb. Determine o título da mistura para 100 lbf/in^2 para o mesmo volume específico.

4.9 Determine o volume, em ft^3, ocupado por 2 lb de H_2O para uma pressão de 1000 lbf/in^2 e:

(a) a temperatura de 600°F;

(b) um título de 80%;

(c) uma temperatura de 200°F.

4.10 Calcule o volume em m^3, ocupado por 2 kg de uma mistura bifásica líquido-vapor de Refrigerante 134a a −10°C com um título de 80%.

4.11 Uma mistura bifásica líquido-vapor de H_2O encontra-se a uma temperatura de 300°C e ocupa um volume de 0,05 m^3. As massas saturadas de líquido e de vapor presentes são 0,75 kg e 2,26 kg, respectivamente. Determine o volume específico da mistura, em m^3/kg.

4.12 (CD-ROM)

4.13 Cinco quilogramas de H_2O estão acondicionados em um tanque rígido fechado a uma pressão inicial de 20 bar e um título de 50%. Ocorre transferência de calor até que o tanque contenha apenas vapor saturado. Determine o volume do tanque, em m^3, e a pressão final, em bar.

4.14 (CD-ROM)

4.15 Dois mil quilos de água, inicialmente um líquido saturado a 150°C, são aquecidos em um tanque rígido fechado, para um estado final onde a pressão é de 2,5 MPa. Determine a temperatura final, em °C, o volume do tanque, em m^3, e esboce o processo em diagramas *T–v* e *p–v*.

4.16 Vapor é acondicionado em um tanque rígido e fechado. Inicialmente, a pressão e a temperatura do vapor são 15 bar e 240°C, respectivamente. A temperatura cai como resultado da transferência de calor para a vizinhança. Determine a pressão para a qual ocorre o início da condensação, em bar, e a fração da massa total condensada quando a temperatura alcança 100°C. Qual percentagem de volume é ocupada pelo líquido saturado no estado final?

4.17 Vapor d'água é aquecido em um tanque rígido fechado do estado de vapor saturado a 160°C para uma temperatura final de 400°C. Determine as pressões inicial e final, em bar, e esboce o processo em diagramas *T–v* e *p–v*.

4.18 (CD-ROM)

4.19 Uma mistura bifásica líquido-vapor de H_2O encontra-se inicialmente à pressão de 30 bar. Se, em um aquecimento a um volume fixo, o ponto crítico for atingido, determine o título e o estado inicial.

4.20 (CD-ROM)

4.21 Três libras de vapor d'água saturado, acondicionadas em um tanque rígido fechado cujo volume é de 13,3 ft^3, são aquecidas para uma temperatura final de 400°F. Esboce o processo em um diagrama *T–v*. Determine as pressões para os estados inicial e final, em lbf/in^2.

4.22 Refrigerante 134a é submetido a um processo a pressão constante de 1,4 bar de $T_1 = 20$°C, para a condição de vapor saturado. Determine o trabalho do processo, em kJ por kg do refrigerante.

4.23 (CD-ROM)

4.24 Duas libras de Refrigerante 134a, inicialmente a $p_1 = 180$ lbf/in^2 e $T_1 = 120$°F, estão submetidas a um processo a pressão constante para um estado final onde o título é de 76,5%. Determine o trabalho para o processo, em Btu.

4.25 Vapor d'água, inicialmente a 3,0 MPa, é acondicionado no interior de uma montagem pistão-cilindro. A água é resfriada a um volume constante até que sua temperatura atinja 200°C. A água é então condensada isotermicamente para líquido saturado. Para a água como um sistema, avalie o trabalho, em kJ/kg.

4.26 Uma montagem pistão-cilindro contém 0,04 lb de Refrigerante 134a. O refrigerante é comprimido de um estado inicial, onde $p_1 = 10$ lbf/in^2 e $T_1 = 20$°F, para um estado final, onde $p_2 = 160$ lbf/in^2. Durante o processo, a pressão e o volume específico são relacionados por $pv =$ *constante*. Determine o trabalho, em Btu, para o refrigerante.

4.27 (CD-ROM)

4.28 (CD-ROM)

UTILIZANDO DADOS *u-h*

4.29 Utilizando as tabelas de água, determine os valores das propriedades especificadas para cada estado indicado. Em cada caso, indique em esboços dos diagramas *p–v* e *T–v*.

(a) Para $p = 3$ bar, $T = 240$°C, achar v em m^3/kg e u em kJ/kg.

(b) Para $p = 3$ bar, $v = 0,5$ m^3/kg, achar T em °C e u em kJ/kg.

(c) Para $T = 400$°C, p = 10 bar, achar v em m^3/kg e h em kJ/kg.

(d) Para $T = 320$°C, $v = 0,03$ m^3/kg, achar p em MPa e u em kJ/kg.

(e) Para $p = 28$ MPa, $T = 520$°C, achar v em m^3/kg e h em kJ/kg.

(f) Para $T = 100$°C, $x = 60$%, achar p em bar e v em m^3/kg.

(g) Para $T = 10$°C, $v = 100$ m^3/kg, achar p em kPa e h em kJ/kg.

(h) Para $p = 4$ MPa, $T = 160$°C, achar v em m^3/kg e μ em kJ/kg.

4.30 Utilizando as tabelas para água, determine os valores das propriedades especificadas para cada estado indicado. Em cada caso, indique em esboços dos diagramas *p–y* e *T–v*.

(a) Para $p = 20$ lbf/in^2, $T = 400$°F, achar v em ft^3/lb e u em Btu/lb.

(b) Para $p = 20$ lbf/in^2, $v = 16$ ft^3/lb, achar T em °F e u em Btu/lb.

(c) Para $T = 900$°F, $p = 170$ lbf/in^2, achar v em ft^3/lb e h em Btu/lb.

(d) Para $T = 600°F$, $v = 0,6$ ft³/lb, achar p em lbf/in² e u em Btu/lb.

(e) Para $p = 700$ lbf/in², $T = 650°F$, achar v em ft³/lb e h em Btu/lb.

(f) Para $T = 400°F$, $x = 90\%$, achar p em lbf/in² e v em ft³/lb.

(g) Para $T = 40°F$, y = 1950 ft³/lb, achar p em lbf/in² e h em Btu/lb.

(h) Para $p = 600$ lbf/in², $T = 320°F$, achar v em ft³/lb e u em Btu/lb.

4.31 (CD-ROM)

4.32 (CD-ROM)

4.33 Uma quantidade de água encontra-se a 15 MPa e 100°C. Avalie o volume específico, em m³/kg, e a entalpia específica, em kJ/kg, utilizando:

(a) os dados da Tabela T-5;

(b) os dados de líquido saturado da Tabela T-2.

4.34 Avalie o volume específico, em ft³/lb, e a entalpia específica, em Btu/lb, da água a 200°F e pressão de 2000 lbf/in².

4.35 Avalie o volume específico, em ft³/lb, e a entalpia específica, em Btu/lb, do Refrigerante 134a a 95°F e pressão de 150 lbf/in².

4.36 Avalie o volume específico, em m³/kg, e a entalpia específica, em kJ/kg, do Refrigerante 134a a 41°C e pressão de 1,4 MPa.

4.37 (CD-ROM)

Utilizando o Balanço de Energia com os Dados das Propriedades

4.38 Um tanque rígido fechado contém 3 kg de vapor de água saturada inicialmente a 140°C. Ocorre transferência de calor e a pressão cai para 200 kPa. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Para a água como um sistema, determine a quantidade de energia transferida por calor, em kJ.

4.39 Refrigerante 134a é comprimido sem que ocorra transferência de calor na montagem pistão-cilindro de 30 lbf/in², 20°F para 160 lbf/in². A massa do refrigerante é 0,04 lb. Para o refrigerante como sistema, $W = -0,56$ Btu. Os efeitos das energias cinéticas e potencial são desprezíveis. Determine a temperatura final, em °F.

4.40 Água líquida saturada e acondicionada em um tanque rígido e fechado é resfriada para um estado final onde a temperatura é de 50°C e as massas saturadas de vapor e líquido presentes são 0,03 e 1999,97 kg, respectivamente. Determine a transferência de calor para o processo, em kJ.

4.41 Refrigerante 134a é submetido a um processo para o qual a relação pressão-volume é $pv^n = constante$. Os estados inicial e final do refrigerante são fixados por $p_1 = 200$ kPa, $T_1 = -10°C$ e $p_2 = 1000$ kPa, $T_2 = 50°C$, respectivamente. Calcule o trabalho e o calor transferido para o processo, em kJ por kg do refrigerante.

4.42 Um tanque rígido bem isolado contém uma mistura de duas fases consistindo de 0,07 lb de água líquida saturada em 0,07 lb de vapor d'água saturado, inicialmente a 20 lbf/in². Uma roda de pás agita a mistura até permanecer apenas vapor saturado no tanque. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Para a água, determine a quantidade de energia transferida por trabalho, em Btu.

4.43 (CD-ROM)

4.44 (CD-ROM)

4.45 (CD-ROM)

4.46 Cinco quilogramas de água, inicialmente um vapor saturado a 100 kPa, são resfriados para líquido saturado enquanto a pressão é mantida constante. Determine o trabalho e o calor transferido para o processo, em kJ. Mostre que o calor transferido é igual à variação de entalpia da água neste caso.

4.47 Um sistema consistindo em 2 lb de vapor de água, inicialmente a 300°F e ocupando um volume de 20 ft³, é comprimido isotermicamente para um volume de 9,05 ft³. O sistema é então aquecido a um volume constante para uma pressão final de 120 lbf/in². Durante a compressão isotérmica a intensidade da energia transferida pelo trabalho é de 90,8 Btu *para* o sistema. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Determine a transferência de calor, em Btu, para cada processo.

4.48 (CD-ROM)

4.49 (CD-ROM)

4.50 (CD-ROM)

4.51 (CD-ROM)

4.52 (CD-ROM)

4.53 (CD-ROM)

4.54 Um sistema consistindo em 1 kg de H_2O é submetido a um ciclo motor composto dos seguintes processos:

Processo 1-2: Aquecimento a pressão constante do vapor saturado a 10 bar.

Processo 2-3: Resfriamento a volume constante para $p_3 = 5$ bar, $T_3 = 160°C$.

Processo 3-4: Compressão isotérmica com $Q_{34} = -815,8$ kJ.

Processo 4-1: Aquecimento a volume constante.

Esboce o ciclo em diagramas T–v e p–v. Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine a eficiência térmica.

4.55 Um tanque de cobre bem isolado, de massa igual a 13 kg, contém 4 kg de água líquida. Inicialmente a temperatura do cobre é 27°C e a temperatura da água da água é 50°C. Um resistor elétrico de massa desprezível transfere 100 kJ de energia para os componentes do tanque. O tanque e seus componentes entram em equilíbrio. Qual é a temperatura final, em °C?

4.56 Uma barra de aço (AISI 316) de massa de 50 lb, inicialmente a 200°F, é colocada em um tanque aberto junto com 5 ft³ de água, inicialmente a 70°F. Para a água e a barra como um sistema, determine a temperatura final de equilíbrio, em °F, desprezando a transferência de calor entre o tanque e sua vizinhança.

UTILIZANDO DADOS GENERALIZADOS DE COMPRESSIBILIDADE (CD-ROM)

4.57 (CD-ROM)

4.58 (CD-ROM)

4.59 (CD-ROM)

4.60 (CD-ROM)

4.61 (CD-ROM)

4.62 (CD-ROM)

4.63 (CD-ROM)

UTILIZANDO O MODELO DE GÁS IDEAL

4.64 Um tanque contém 0,042 m^3 de oxigênio a 21°C e 15 MPa. Determine a massa de oxigênio, em kg, utilizando o modelo de gás ideal.

4.65 Mostre que o vapor de água pode se modelado precisamente como um gás ideal para temperaturas abaixo de 60°C (140°F).

4.66 Determine o erro percentual ao utilizar o modelo de gás ideal para determinar o volume específico de:

(a) vapor d'água a 2000 lbf/in^2, 700°F;

(b) vapor d'água a 1 lbf/in^2, 200°F.

4.67 Verifique a aplicabilidade do modelo de gás ideal para o Refrigerante 134a a uma temperatura de 80°C e pressão de:

(a) 1,6 MPa;

(b) 0,10 MPa.

4.68 Determine a temperatura, em K, de 5 kg de ar a uma pressão de 0,3 MPa e um volume de 2,2 m^3. O comportamento do gás ideal pode ser admitido para o ar sob essas condições.

4.69 Um tanque de 40 ft^3 contém ar a 560°R com uma pressão de 50 lbf/in^2. Determine a massa de ar, em lb. O comportamento do gás ideal pode ser admitido para o ar sob essas condições.

4.70 Compare as massas específicas, em kg/m^3, do hélio e do ar, a 300 K e 100 kPa. Admita um comportamento de gás ideal.

4.71 Admitindo o modelo de gás ideal, determine o volume, em ft^3, ocupado por 1 lbmol do gás dióxido de carbono (CO_2) a 200 lbf/in^2 e 600°R.

UTILIZANDO O BALANÇO DE ENERGIA COM O MODELO DE GÁS IDEAL

4.72 Um tanque rígido, com um volume de 2 ft^3, contém ar inicialmente a 20 lbf/in^2, 500°R. Se o ar recebe uma transferência de calor de 6 Btu de intensidade, determine a temperatura final, em °R, e a pressão final, em lbf/in^2. Admita o comportamento de gás ideal e utilize:

(a) o valor do calor específico constante da Tabela T-10E avaliado a 500°R;

(b) dados da Tabela T-9E.

4.73 Um quilograma de ar, inicialmente a 5 bar, 350 K e 3 kg de dióxido de carbono (CO_2), inicialmente a 2 bar, 450 K, estão confinados em lados opostos de um tanque rígido bem isolado, conforme ilustrado na Fig. P4.73. A separação é livre para mover-se e permite a condução de um gás para o outro sem armazenamento de energia na sua própria partição. O ar e o dióxido de carbono comportam-se como gás ideal. Determine a temperatura final de equilíbrio, em K, e a pressão final, em bar, admitindo os calores específicos constantes.

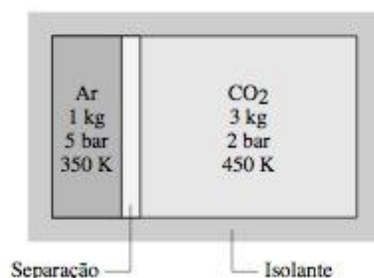



Figura P4.73

4.74 Gás argônio (Ar) inicialmente a 1 bar, 100 K, é submetido a um processo politrópico, com $n = k$, para uma pressão final de 15,59 bar. Determine o trabalho e a transferência de calor para o processo, em kJ por kg de argônio. Admitir o comportamento de gás ideal com $\bar{c}_p = 2{,}5\,\bar{R}$.

4.75 Gás dióxido de carbono (CO_2), inicialmente a $T_1 = 530$°R, $p_1 = 15$ lbf/in^2 e $V_1 = 1$ ft^3, é comprimido em uma montagem cilindro-pistão. Durante o processo, a pressão e o volume específico são relacionados por $pv^{1,2} = constante$. A quantidade de energia transferida *para o gás* por trabalho é de 45 Btu por lb de CO_2. Admitindo o comportamento de gás ideal, determine a temperatura final, em °R, e a transferência de calor, em Btu por lb do gás.

4.76 Um gás é confinado de um lado de um tanque rígido bem isolado, dividido por uma separação. O outro lado está inicialmente em vácuo. Os seguintes dados são conhecidos para o estado inicial do gás: $p_1 = 3$ bar, $T_1 = 380$ K e $V_1 = 0{,}025$ m^3. Quando a separação é removida, o gás se expande para preencher todo o tanque e atinge uma pressão final de equilíbrio de 1,5 bar. Admitindo o comportamento de gás ideal, determine a volume final, em m^3.

4.77 (CD-ROM)

4.78 (CD-ROM)

4.79 (CD-ROM)

4.80 Uma montagem pistão-cilindro contém 1 kg do gás nitrogênio (N_2). O gás se expande de uma estado inicial, onde $T_1 = 700$ K e $p_1 = 5$ bar, para um estado final, onde $p_2 = 2$ bar. Durante o processo, a pressão e o volume específico são relacionados por $pv^{1,3} = constante$. Admitindo o comportamento de gás ideal e desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine o calor transferido durante o processo, em kJ, utilizando

(a) um calor específico constante avaliado em 300 K;

(b) um calor específico constante avaliado em 700 K;

(c) dados da Tabela T-11.

4.81 O ar é comprimido adiabaticamente de $p_1 = 1$ bar, $T_1 = 300$ K para $p_2 = 15$ bar, $v_2 = 0{,}1227$ m^3/kg. O ar é então resfriado a um volume constante até $T_3 = 300$ K. Admitindo o comportamento de gás ideal e desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, calcule o trabalho para o primeiro

processo e a transferência de calor para o segundo processo, em kJ por kg de ar. Resolva cada problema de duas maneiras:

(a) utilizando dados da Tabela T-9;

(b) utilizando um calor específico constante calculado para 300 K.

4.82 Um sistema consiste em 2 kg de gás dióxido de carbono inicialmente no estado 1, onde $p_1 = 1$ bar, $T_1 = 300$ K. O sistema é submetido a um ciclo motor consistindo nos seguintes processos:

Processo 1-2: volume constante para $p_2 = 4$ bar

Processo 2-3: expansão com $pv^{1,28} = constante$

Processo 3-1: compressão a pressão constante

Admitindo o modelo de gás ideal e desprezando os efeitos das energias cinética e potencial:

(a) esboce o ciclo em um diagrama p–v;

(b) determine a eficiência térmica.

4.83 Uma libra de ar é submetida a um ciclo motor consistindo nos seguintes processos:

Processo 1-2: volume constante de $p_1 = 20$ lbf/in², $T_1 = 500$°R para $T_2 = 820$°R

Processo 2-3: expansão adiabática para $v_3 = 1{,}4v_2$

Processo 3-1: compressão a pressão constante

Esboce o ciclo em um diagrama p–v. Admitindo o comportamento de um gás ideal determine:

(a) a pressão para o estado 2, em lbf/in²;

(b) a temperatura para o estado 3, em °R;

(c) a eficiência térmica do ciclo.

4.84 (CD-ROM)

Análise do Volume de Controle Utilizando Energia

Introdução...

objetivo do capítulo

O ***objetivo*** deste capítulo é desenvolver e ilustrar o uso dos princípios da conservação de massa e conservação de energia nos volumes de controle. Os balanços de massa e energia para os volumes de controle são introduzidos nas Seções 5.1 e 5.2, respectivamente. Esses balanços são aplicados na Seção 5.3 a volumes de controle em estado estacionário.

Embora os equipamentos como turbinas, bombas e compressores, através dos quais a massa escoa, possam ser analisados inicialmente pelo estudo de uma dada quantidade de matéria (um sistema fechado) conforme ela passa pelo equipamento, prefere-se normalmente pensar em uma região do espaço através da qual a massa escoa (um volume de controle). Assim, como no caso de um sistema fechado, a transferência de energia através da fronteira de um volume de controle pode ocorrer por meio de trabalho e calor. Além disso, um outro tipo de transferência de energia deve ser levado em conta — a energia relacionada com a massa à medida que ela entra ou sai.

5.1 Conservação de Massa para um Volume de Controle

Nesta seção desenvolvemos e ilustramos uma expressão do princípio da conservação de massa para volumes de controle. Como parte desta apresentação, o modelo de escoamento unidimensional é introduzido.

Desenvolvendo o Balanço da Taxa de Massa

O balanço da taxa de massa para volumes de controle é introduzido em referência à Fig. 5.1, que mostra um volume de controle com fluxo de entrada de massa *i* e saída *e*, respectivamente. Quando aplicado a tal volume de controle, o princípio da ***conservação de massa*** enuncia que

conservação de massa

$$\begin{bmatrix} \textit{taxa de variação} \text{ da massa} \\ \text{contida no interior do volume} \\ \text{de controle no } \textit{instante t} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \textit{taxa} \text{ de escoamento} \\ \text{de massa através da} \\ \text{entrada } i \text{ no } \textit{instante t} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \textit{taxa} \text{ de escoamento} \\ \text{de massa através da} \\ \text{saída } e \text{ no } \textit{instante t} \end{bmatrix}$$

Representando a massa contida no volume de controle no instante t por $m_{vc}(t)$, esse enunciado do princípio da conservação de massa pode ser representado em símbolos como

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \dot{m}_i - \dot{m}_e \tag{5.1}$$

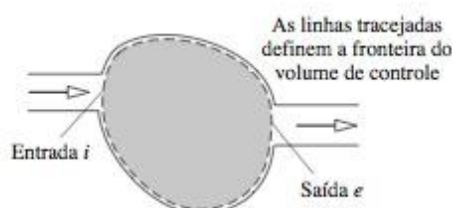



Figura 5.1 Volume de controle com uma entrada e uma saída.

onde $\dot{m}_i$ e $\dot{m}_e$ são as ***taxas do fluxo de massa*** instantâneas na entrada e saída, respectivamente. Assim como para os símbolos $\dot{W}$ e $\dot{Q}$, os pontos nas grandezas $\dot{m}_i$ e $\dot{m}_e$ denotam as taxas temporais da transferência. Em SI, todos os termos da Eq. 5.1 são representados em kg/s. Outras unidades neste livro são lb/s e slug/s.

taxas do fluxo de massa*

Em geral, podem existir vários locais na fronteira através dos quais a massa entra ou sai. Isso pode ser levado em conta através do somatório, conforme a seguir:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_i \dot{m}_i - \sum_e \dot{m}_e \tag{5.2}$$

A Eq. 5.2 é o ***balanço da taxa de massa*** para volumes de controle com diversas entradas e saídas. Ela é a forma do princípio da conservação de massa comumente empregada na engenharia. Outras formas do balanço da taxa de massa serão consideradas em discussões a seguir.

balanço da taxa de massa

ESCOAMENTO UNIDIMENSIONAL

Quando uma corrente de fluxo de matéria entrando ou saindo de um volume de controle se enquadra nas seguintes idealizações, o fluxo é dito ***unidimensional:*** (1) O fluxo é normal à fronteira em locais onde a massa entra ou sai do volume de controle. (2) *Todas* as propriedades intensivas, incluindo a velocidade e o volume específico, são *uniformes com a posição* (valores médios globais) sobre cada área de entrada ou saída através da qual a matéria escoa. Nas análises seguintes de volumes de controle na termodinâmica consideramos de forma rotineira que a fronteira em um volume de controle pode ser escolhida de modo que essas idealizações sejam apropriadas. Assim sendo, a consideração de escoamento unidimensional não aparece explicitamente nos exemplos resolvidos.

escoamento unidimensional

ATUALIZAÇÃO DA METODOLOGIA

A Fig. 5.2 ilustra o significado do escoamento unidimensional. A área através da qual a massa escoa é denotada por A. O símbolo V indica um único valor que representa a velocidade do escoamento do ar. Analogamente, T e v são valores únicos que representam a temperatura e o volume específico, respectivamente, do escoamento do ar.

Quando o escoamento é unidimensional, a taxa de massa pode ser calculada utilizando-se

$$\dot{m} = \frac{\mathrm{AV}}{v} \quad \text{(escoamento unidimensional)} \tag{5.3a}$$

ou em termos da massa específica

$$\dot{m} = \rho \mathrm{AV} \quad \text{(escoamento unidimensional)} \tag{5.3b}$$

Quando a área está em m^2, a velocidade em m/s e o volume específico em m^3/kg, a taxa de massa determinada a partir da Eq. 5.3a aparece em kg/s, conforme pode ser verificado.

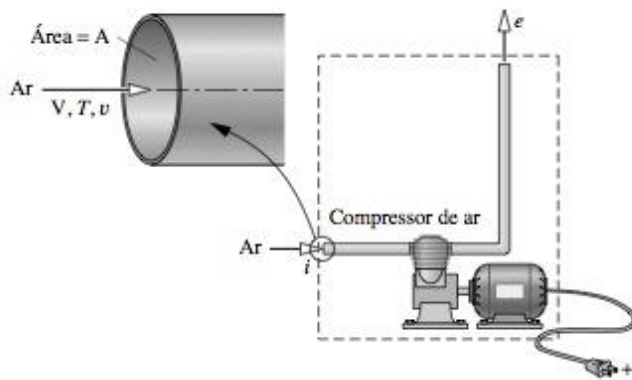



Figura 5.2 Ilustração do modelo de escoamento unidimensional.

* Também designadas por vazões mássicas. (N.E.)

taxa volumétrica*

O produto AV nas Eqs. 5.3 é a ***taxa volumétrica***. A taxa volumétrica é representada nas unidades de m³/s ou ft³/s.

FORMULAÇÃO EM ESTADO ESTACIONÁRIO

estado estacionário

Muitos sistemas de engenharia podem ser idealizados como estando em ***estado estacionário***, indicando que *todas* as propriedades permanecem inalteradas com o tempo. Para um volume de controle em estado estacionário, a identidade da matéria no volume de controle varia continuamente, mas a quantidade total presente em qualquer instante permanece constante, então $dm_{vc}/dt = 0$ e a Eq. 5.2 se reduz a

$$\sum_i \dot{m}_i = \sum_e \dot{m}_e \tag{5.4}$$

Isto é, as taxas totais de entrada e saída de massa são iguais.

A igualdade das taxas totais de entrada e saída do fluxo de massa não significa necessariamente que um volume de controle está em estado estacionário. Embora a quantidade total de massa no interior do volume de controle em um instante qualquer seja constante, outras propriedades, como temperatura e pressão, podem estar variando com o tempo. Quando um volume de controle está em estado estacionário, *todas* as propriedades são independentes do tempo. Observe que a hipótese de estado estacionário e a consideração de fluxo unidimensional são idealizações independentes. Uma não implica a outra.

O exemplo a seguir ilustra uma aplicação da forma de taxa do balanço de massa a um volume de controle em *estado estacionário*. O volume de controle tem duas entradas e uma saída.

EXEMPLO 5.1

AQUECEDOR DE ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO EM ESTADO ESTACIONÁRIO

Um aquecedor de água de alimentação operando em estado estacionário apresenta duas entradas e uma saída. Na entrada 1, o vapor d'água entra a $p_1 = 7$ bar, $T_1 = 200$°C com uma vazão mássica de 40 kg/s. Na entrada 2, água líquida a $p_2 = 7$ bar, $T_2 = 40$°C entra através de uma área $A_2 = 25$ cm². Líquido saturado a 7 bar sai em 3 com uma vazão volumétrica de 0,06 m³/s. Determine as vazões mássicas na entrada 2 e na saída, em kg/s, e a velocidade na entrada 2, em m/s.

Solução

Dados: Um fluxo de vapor d'água se mistura com um fluxo de água líquida para produzir um fluxo de líquido saturado na saída. Os estados nas entradas e saída são especificados. Dados sobre as vazões mássica e volumétrica em uma entrada e na saída são fornecidos, respectivamente.

Determinar: As taxas de fluxo de massa na entrada 2 e na saída e a velocidade V_2.

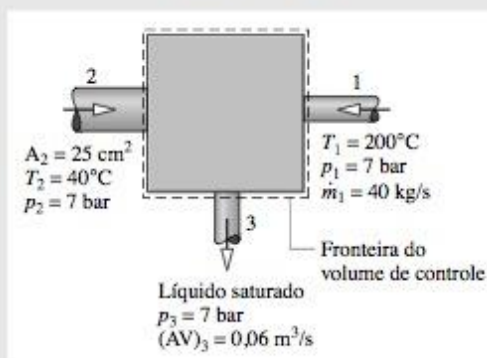
Esquema e Dados Fornecidos:

Hipótese: O volume de controle mostrado na figura está em estado estacionário.

Figura E5.1

Análise: As principais relações a serem empregadas são o balanço de massa (Eq. 5.2) e a expressão $\dot{m} = AV/v$ (Eq. 5.3a). Em estado estacionário o balanço de massa se torna

➊

$$\frac{dm_{vc}}{dt}^{\,0} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 - \dot{m}_3$$

* Também referida como vazão volumétrica. (N.E.)

Resolvendo para $\dot{m}_2$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 - \dot{m}_1$$

A vazão mássica $\dot{m}_1$ é fornecida. A vazão mássica na saída pode ser calculada a partir da vazão volumétrica dada

$$\dot{m}_3 = \frac{(AV)_3}{v_3}$$

onde v_3 é o volume específico na saída. Ao escrever essa equação, considera-se fluxo unidimensional. Da Tabela T-3, $v_3 = 1{,}108 \times 10^{-3}$ m³/kg. Logo

$$\dot{m}_3 = \frac{0{,}06 \text{ m}^3/\text{s}}{(1{,}108 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg})} = 54{,}15 \text{ kg/s}$$

A vazão mássica na entrada 2 é então

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 - \dot{m}_1 = 54{,}15 - 40 = 14{,}15 \text{ kg/s} \quad \lhd$$

Para escoamento unidimensional em 2, $\dot{m}_2 = A_2V_2/v_2$, então

$$V_2 = \dot{m}_2 v_2 / A_2$$

O estado 2 é um líquido comprimido. O volume específico nesse estado pode ser aproximado por $v_2 \approx v_f(T_2)$ (Eq. 4.11). Da Tabela T-2 a 40°C, $v_2 = 1{,}0078 \times 10^{-3}$ m³/kg. Então,

$$V_2 = \frac{(14{,}15 \text{ kg/s})(1{,}0078 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg})}{25 \text{ cm}^2}\left|\frac{10^4 \text{ cm}^2}{1 \text{ m}^2}\right| = 5{,}7 \text{ m/s} \quad \lhd$$

❶ Em estado estacionário a vazão mássica na saída é igual à soma das vazões nas entradas. Deixamos como exercício mostrar que a vazão volumétrica na saída não é igual à soma das vazões volumétricas nas entradas.

O Exemplo 5.2 ilustra uma aplicação não estacionária, ou *transiente*, da taxa do balanço de massa. Neste caso, enche-se um tambor com água.

Exemplo 5.2

Enchendo um Barril com Água

Água escoa para um barril aberto a partir de seu topo com uma vazão mássica constante de 30 lb/s. A água sai através de um tubo próximo à base com uma vazão mássica proporcional à altura interna do líquido: $\dot{m}_e = 9L$, onde L é a altura instantânea do líquido, em ft. A área da base é 3 ft² e a massa específica da água é 62,4 lb/ft³. Se o barril estiver vazio inicialmente, represente graficamente a variação da altura do líquido com o tempo e comente o resultado.

Solução (CD-ROM)

5.2 Conservação de Energia para um Volume de Controle

Desenvolvemos e ilustramos nesta seção uma expressão para o princípio da conservação de energia.

5.2.1 Desenvolvendo o Balanço da Taxa de Energia para um Volume de Controle

O princípio da conservação de energia aplicado a um volume de controle estabelece: *a taxa temporal de variação da energia armazenada em um volume de controle é igual à diferença entre as taxas totais de transferência de energia de entrada e saída.*

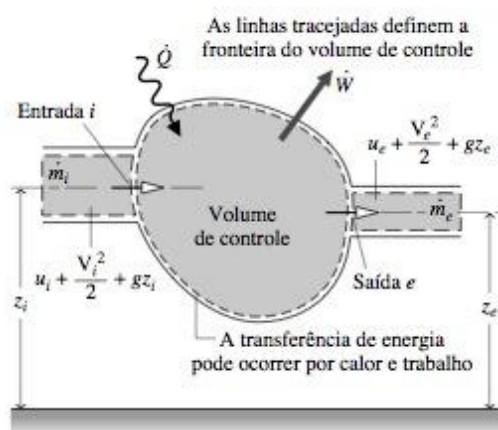



Figura 5.3 Ilustração utilizada para o desenvolvimento da Eq. 5.5.

De nossa discussão de energia no Cap. 3, sabemos que a energia pode entrar e sair de um sistema fechado através de trabalho e por transferência de calor. O mesmo se aplica a um volume de controle. Para um volume de controle, a energia também entra e sai com o escoamento de matéria. Assim sendo, para o volume de controle com uma entrada e uma saída com escoamento unidimensional, mostrado na Fig. 5.3, o balanço da taxa de energia é

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \underline{\dot{m}_i\left(u_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i\right)} - \underline{\dot{m}_e\left(u_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right)} \tag{5.5}$$

onde E_{vc} representa a energia contida no interior do volume de controle no instante t. Os termos $\dot{Q}$ e $\dot{W}$ representam, respectivamente, a taxa líquida de transferência de energia por calor e por trabalho através da fronteira do volume de controle em t. Os termos sublinhados representam as taxas de energia interna, cinética e potencial dos fluxos de entrada e saída. Se não houver fluxo de massa de entrada ou saída, as vazões mássicas respectivas são nulas e os termos sublinhados correspondentes desaparecem da Eq. 5.5. A equação se reduz então à forma da taxa temporal do balanço de energia para sistemas fechados: Eq. 3.13.

Calculando o Trabalho para um Volume de Controle

A seguir, colocaremos a Eq. 5.5 em uma forma alternativa que é mais conveniente para as aplicações subseqüentes. Faremos isso reorganizando o termo $\dot{W}$ do trabalho, que representa a taxa líquida de transferência de energia sob a forma de trabalho através de *todas* as regiões da fronteira do volume de controle.

Como o trabalho é sempre realizado sobre ou por um volume de controle onde a matéria escoa através de uma fronteira, é conveniente separarmos o termo trabalho $\dot{W}$ em *duas contribuições*. Uma é o trabalho associado à pressão do fluido conforme a massa é introduzida nas entradas e removida nas saídas. A outra contribuição, designada por $\dot{W}_{vc}$, inclui *todos os outros* efeitos do trabalho, como aqueles associados com a rotação de eixos, deslocamento da fronteira e efeitos elétricos.

Considere o trabalho na saída e associado à pressão do escoamento da matéria. Lembre-se da Eq. 3.4 de que a taxa de transferência de energia sob a forma de trabalho pode ser representada como o produto de uma força pela velocidade no ponto de aplicação da força. Assim sendo, a taxa na qual o trabalho é realizado na saída pela força normal (normal à área de saída na direção do fluxo) devida à pressão é o produto da força normal, p_eA_e, pela velocidade do fluido, V_e. Isto é,

$$\begin{bmatrix} \text{taxa temporal de transferência de} \\ \text{energia por trabalho } \textit{saindo} \text{ do} \\ \text{volume de controle na saída } e \end{bmatrix} = (p_eA_e)V_e$$

onde p_e é a pressão, A_e é a área e V_e é a velocidade na saída e, respectivamente. Uma expressão semelhante pode ser escrita para a taxa de transferência de energia por trabalho na entrada do volume de controle i.

Com essas considerações, o termo do trabalho $\dot{W}$ da equação da taxa de energia, Eq. 5.5, pode ser escrito como

$$\dot{W} = \dot{W}_{vc} + (p_eA_e)V_e - (p_iA_i)V_i \tag{5.6a}$$

onde, de acordo com a convenção de sinais para trabalho, o termo na entrada tem um sinal negativo em decorrência de a energia nesse ponto estar sendo transferida para o volume de controle. Um sinal positivo precede o termo do trabalho na saída porque a energia nesse ponto está sendo transferida para fora do volume de controle. Com AV = $\dot{m}v$ da Eq. 5.3a, a expressão anterior para o trabalho pode ser escrita como

$$\dot{W} = \dot{W}_{vc} + \dot{m}_e(p_e v_e) - \dot{m}_i(p_i v_i) \tag{5.6b}$$

onde $\dot{m}_i$ e $\dot{m}_e$ são as vazões mássicas e v_i e v_e são os volumes específicos avaliados na entrada e na saída, respectivamente. Na Eq. 5.6b, os termos $\dot{m}_i\,(p_i\,v_i)$ e $\dot{m}_e\,(p_e\,v_e)$ levam em conta o trabalho associado com a pressão na entrada e na saída, respectivamente. O termo $\dot{W}_{vc}$ leva em conta *todas as outras* transferências de energia por trabalho através da fronteira do volume de controle.

O produto pv que aparece na Eq. 5.6b é comumente denominado ***trabalho de escoamento*** devido a se originar aqui de uma análise do trabalho. Entretanto, uma vez que pv é uma propriedade, o termo ***energia de escoamento*** também é apropriado.

trabalho de escoamento
energia de escoamento

5.2.2 Formas do Balanço da Taxa de Energia no Volume de Controle

Substituindo a Eq. 5.6b na Eq. 5.5 e juntando todos os termos referentes à entrada e à saída em expressões separadas, obtemos como resultado a seguinte forma do balanço da taxa de energia do volume de controle:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}_i\left(u_i + p_i v_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i\right) - \dot{m}_e\left(u_e + p_e v_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right) \tag{5.7}$$

O índice "vc" foi adicionado ao $\dot{Q}$ para enfatizar que essa é a taxa de transferência de calor na fronteira (superfície de controle) do *volume de controle*.

Os dois últimos termos da Eq. 5.7 podem ser reescritos utilizando-se a entalpia específica h introduzida na Seção 4.3.2. Com $h = u + pv$, o balanço da taxa de energia se torna

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}_i\left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i\right) - \dot{m}_e\left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right) \tag{5.8}$$

O surgimento da soma $u + pv$ na equação de energia do volume de controle é a razão principal para a introdução prévia da entalpia. Ela é introduzida apenas por *conveniência*: a forma algébrica do balanço da taxa de energia é simplificada pelo uso da entalpia e, como vimos, a entalpia é normalmente tabelada com as outras propriedades.

Na prática, podemos ter vários locais na fronteira nos quais a massa entra ou sai. Isso pode ser levado em conta introduzindo-se os somatórios como no balanço de massa. Assim sendo, o ***balanço da taxa de energia*** é

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_i \dot{m}_i\left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i\right) - \sum_e \dot{m}_e\left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right) \tag{5.9}$$

balanço da taxa de energia

A Eq. 5.9 é um *balanço* que considera a energia do volume de controle. Ele estabelece que a taxa na qual a energia cresce ou decresce em um volume de controle é igual à diferença entre as taxas de transferência de energia para ou a partir da fronteira. Os mecanismos de transferência de energia são calor e trabalho, como para os sistemas fechados, e a energia que acompanha a massa entrando e saindo.

A Eq. 5.9 fornece um ponto de partida para a aplicação do princípio de conservação de energia a uma ampla faixa de problemas de importância na engenharia, incluindo volumes de controle *transientes* nos quais o estado varia com o tempo. Exemplos transientes incluem a partida ou a parada de turbinas, compressores e motores. Exemplos adicionais são fornecidos por reservatórios sendo enchidos ou esvaziados, conforme considerado no Exemplo 5.2 e na discussão da Fig. 2.3. Como os valores das propriedades, das taxas de trabalho, de transferência de calor e de massa podem variar com o tempo durante a operação transiente, deve-se tomar cuidado especial ao aplicar os balanços das taxas de massa e energia. As aplicações dos volumes de controle transientes estão além do escopo desta apresentação introdutória da termodinâmica para engenharia. Apenas os volumes de controle em estado estacionário são estudados, conforme considerado a seguir.

5.3 Analisando Volumes de Controle em Estado Estacionário

Nesta seção, as formulações em estado estacionário para os balanços de massa e energia são desenvolvidas e aplicadas a uma variedade de casos de interesse da engenharia. Casos em estado estacionário são comumente encontrados na engenharia.

5.3.1 Formas em Estado Estacionário dos Balanços das Taxas de Massa e Energia

Para um volume de controle em estado estacionário, as condições da massa no interior do volume de controle e na fronteira não variam com o tempo. As taxas de fluxo de massa e as taxas de transferência de energia por calor e por trabalho também são constantes com o tempo. Não pode haver acúmulo de massa no interior do volume de controle, então $dm_{vc}/dt = 0$ e o balanço da taxa de massa, Eq. 5.2, assume a forma

$$\underset{\text{(taxa de entrada de massa)}}{\sum_i \dot{m}_i} = \underset{\text{(taxa de saída da massa)}}{\sum_e \dot{m}_e} \tag{5.4}$$

Além disso, em estado estacionário $dE_{vc}/dt = 0$, então a Eq. 5.9 pode ser escrita como

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_i \dot{m}_i\left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i\right) - \sum_e \dot{m}_e\left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right) \tag{5.10a}$$

ou

$$\underset{\text{(taxa de entrada de energia)}}{\dot{Q}_{vc} + \sum_i \dot{m}_i\left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i\right)} = \underset{\text{(taxa de saída de energia)}}{\dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e\left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right)} \tag{5.10b}$$

A Eq. 5.4 afirma que em estado estacionário a taxa total na qual a massa entra no volume de controle é igual à taxa total em que a massa sai. Da mesma forma, a Eq. 5.10 afirma que a taxa total na qual a energia é transferida para o volume de controle é igual à taxa em que a energia é transferida para fora.

Muitas aplicações importantes envolvem volumes de controle com uma entrada, uma saída em estado estacionário. É instrutivo aplicar os balanços das taxas de massa e energia a esse caso especial. O balanço da taxa de massa se reduz simplesmente a $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$. Isto é, o fluxo de massa na saída, 2, deve ser o mesmo do fluxo na entrada, 1. A taxa comum do fluxo de massa é representada simplesmente por $\dot{m}$. A seguir, aplicando-se o balanço da taxa de energia e separando-se as componentes da taxa do fluxo de massa temos

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}\left[(h_1 - h_2) + \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2} + g(z_1 - z_2)\right] \tag{5.11a}$$

Ou, dividindo pela taxa de massa

$$0 = \frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} + (h_1 - h_2) + \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2} + g(z_1 - z_2) \tag{5.11b}$$

Os termos da entalpia, energia cinética e energia potencial também aparecem nas Eqs. 5.11 como *diferenças* entre seus valores na entrada e na saída. Isso ilustra que os referenciais utilizados para atribuir valores à entalpia específica, velocidade e elevação são cancelados, uma vez que os mesmos são usados na entrada e na saída. Na Eq. 5.11b, as razões $\dot{Q}_{vc}/\dot{m}$ e $\dot{W}_{vc}/\dot{m}$ são as taxas de transferência de energia *por unidade de massa escoando através do volume de controle*.

As formulações anteriores do balanço de energia relacionam apenas as quantidades associadas à transferência de energia avaliadas na *fronteira* do volume de controle. Nenhum detalhe relativo às propriedades

no interior do volume de controle é necessário ou pode ser inferido com essas equações. Quando aplicamos o balanço da taxa de energia em qualquer uma de suas formulações, é necessário utilizar as mesmas unidades para todos os termos na equação. Por exemplo, *todos* os termos na Eq. 5.11b devem ser expressos em uma mesma unidade como kJ/kg ou Btu/lb. Conversões apropriadas de unidade são enfatizadas nos exemplos fornecidos.

5.3.2 Modelando Volumes de Controle em Estado Estacionário

Nesta seção, consideramos a modelagem de volumes de controle *em estado estacionário*. Em particular, são dados diversos exemplos na Seção 5.3.3 mostrando o uso dos princípios da conservação de massa e energia, junto com as relações entre as propriedades para a análise dos volumes de controle em estado estacionário. Os exemplos são extraídos de aplicações de interesse geral dos engenheiros e foram escolhidos para ilustrar pontos comuns a todas essas análises. Antes de estudá-los, recomendamos que você reveja a metodologia para a resolução de problemas destacada na Seção 2.6. À medida que os problemas se tornam mais complexos, o uso de uma abordagem sistemática de resolução de problemas se torna cada vez mais importante.

Quando os balanços de massa e energia são aplicados a um volume de controle, são necessárias algumas simplificações para tornar a análise viável. Isto é, o volume de controle em estudo é *modelado* fazendo-se algumas hipóteses. O passo *cuidadoso* e *consciente* de listar as hipóteses é necessário em todas as análises de engenharia. Além disso, uma importante parte desta seção é dedicada à consideração de várias hipóteses que são comumente feitas na aplicação dos princípios de conservação para diferentes tipos de dispositivos. Quando você estudar os exemplos apresentados, é importante reconhecer o papel desempenhado pela cuidadosa escolha das hipóteses para chegar nas soluções. Em cada caso considerado, admite-se a operação em estado estacionário. O escoamento é considerado como unidimensional em locais onde a massa entra e sai do volume de controle. Também, em cada uma dessas posições de equilíbrio considera-se a aplicação das relações das propriedades.

Em diversos exemplos a seguir, o termo $\dot{Q}_{vc}$ da transferência de calor é fixado em zero no balanço da taxa de energia porque ele é relativamente pequeno em relação a outras transferências de energia através da fronteira. Este pode ser o resultado de um ou mais dos seguintes fatores: (1) A superfície externa do volume de controle é bem isolada. (2) A área da superfície externa é muito pequena para que haja transferência efetiva de calor. (3) A diferença de temperatura entre o volume de controle e sua vizinhança é tão pequena que a transferência de calor pode ser desprezada. (4) O gás ou o líquido passa pelo volume de controle tão rápido que não há tempo suficiente para ocorrer uma transferência de calor significativa. O termo $\dot{W}_{vc}$ do trabalho é cancelado no balanço da taxa de energia quando não há eixos rotativos, deslocamento da fronteira, efeitos elétricos ou outros mecanismos de trabalho associados ao volume de controle em consideração. A energia cinética e potencial da matéria entrando e saindo do volume de controle são desprezadas quando são pequenas em relação a outras transferências de energia.

5.3.3 Ilustrações

Nesta seção, apresentamos discussões breves e exemplos ilustrando a análise de diversos dispositivos de interesse na engenharia, incluindo bocais e difusores, turbinas, compressores e bombas, trocadores de calor e dispositivos de estrangulamento. As discussões destacam algumas aplicações corriqueiras de cada dispositivo e as hipóteses de modelagem importantes para a análise termodinâmica. A seção também conside-

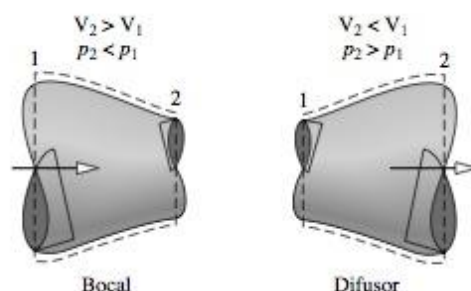



Figura 5.4 Ilustração de um bocal e um difusor.

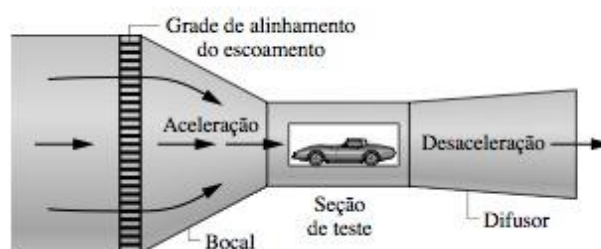



Figura 5.5 Túnel de vento de teste de desempenho.

ra a integração do sistema, no qual os dispositivos são combinados para formar um sistema global que sirva a uma determinada aplicação.

Bocais e Difusores

bocal
difusor

Um ***bocal*** é um duto com área de seção reta variável na qual a velocidade de um gás ou um líquido aumenta na direção do escoamento. Em um ***difusor***, o gás ou o líquido desacelera na direção do escoamento. A Fig. 5.4 mostra um bocal no qual a área da seção reta decresce na direção do escoamento e um difusor no qual as paredes da área de escoamento divergem. Na Fig. 5.5, um bocal e um difusor são combinados em um túnel de vento de teste. Bocais e difusores para escoamentos de gás em alta velocidade formados a partir de uma seção convergente seguida por uma seção divergente são encontrados na prática da engenharia.

Para bocais e difusores, o único trabalho é o *trabalho do escoamento* em locais onde a massa entra e deixa o volume de controle, então o termo $\dot{W}_{vc}$ desaparece da equação da taxa de energia para esses dispositivos. A variação na energia potencial entre a entrada e a saída é desprezível em muitas situações. Em estado estacionário, os balanços de massa e de energia se reduzem, respectivamente, a

$$\cancelto{0}{\frac{dm_{vc}}{dt}} = \dot{m}_1 - \dot{m}_2$$

$$\cancelto{0}{\frac{dE_{vc}}{dt}} = \dot{Q}_{vc} - \cancelto{0}{\dot{W}_{vc}} + \dot{m}_1\left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} + gz_1\right) - \dot{m}_2\left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} + gz_2\right)$$

onde 1 simboliza a entrada e 2 a saída. Pela combinação dessas expressões em uma única e desprezando a variação na energia potencial entre a entrada e a saída

$$0 = \frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{m}} + (h_1 - h_2) + \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2}\right) \tag{5.12}$$

onde $\dot{m}$ é a vazão mássica. O termo $\dot{Q}_{vc}/\dot{m}$, que representa a transferência de calor com a vizinhança por unidade de massa escoando através do bocal ou difusor, é geralmente tão pequeno em relação às variações de entalpia e energia cinética que pode ser desprezado, conforme no exemplo a seguir.

Exemplo 5.3

Calculando a Área de Saída de um Bocal de Vapor

Vapor entra em um bocal convergente-divergente operando em estado estacionário com $p_1 = 40$ bar, $T_1 = 400°C$ e uma velocidade de 10 m/s. O vapor escoa através do bocal com transferência de calor desprezível e sem variação significativa na energia potencial. Na saída, $p_2 = 15$ bar e a velocidade é 665 m/s. A vazão mássica é 2 kg/s. Determine a área de saída do bocal, em m^2.

Solução

Dados: Vapor escoa através de um bocal com propriedades conhecidas na entrada e na saída, com uma vazão mássica conhecida e efeitos desprezíveis de transferência de calor e de energia potencial.

Determinar: A área de saída.

Esquema e Dados Fornecidos:

❶

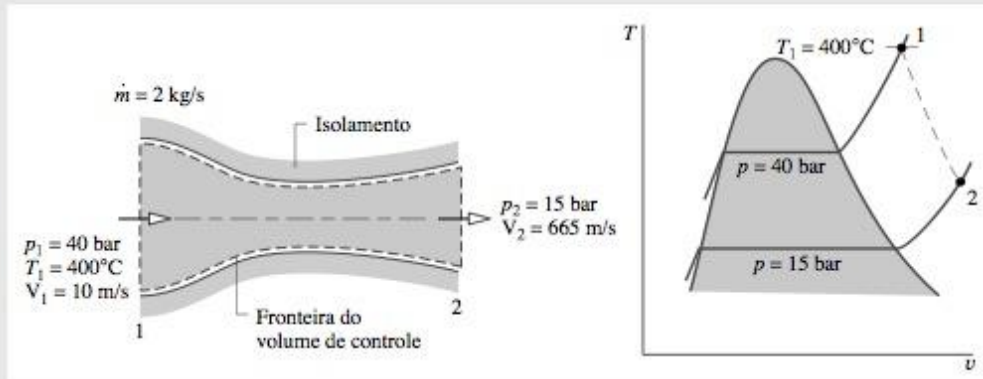



Figura E5.3

Hipóteses:

1. O volume de controle mostrado na figura está em estado estacionário.
2. A transferência de calor é desprezível e $\dot{W}_{vc} = 0$.
3. A variação na energia potencial entre a entrada e a saída pode ser desprezada.

Análise: A área de saída pode ser determinada pela vazão mássica $\dot{m}$ e pela Eq. 5.3a, que pode ser rearrumada na forma

$$A_2 = \frac{\dot{m}v_2}{V_2}$$

Para calcular A_2 dessa equação é necessário especificar o volume específico v_2 na saída e isso requer que o estado da saída seja determinado.

O estado na saída é determinado pelos valores de duas propriedades independentes intensivas. Uma é a pressão p_2 que é conhecida. A outra é a entalpia específica h_2, determinada do balanço de energia em estado estacionário

$$0 = \dot{Q}_{vc}^{\,0} - \dot{W}_{vc}^{\,0} + \dot{m}\left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} + gz_1\right) - \dot{m}\left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} + gz_2\right)$$

onde $\dot{Q}_{vc}$ e $\dot{W}_{vc}$ são eliminados pela hipótese 2. A variação na energia potencial específica desaparece de acordo com a hipótese 3 e $\dot{m}$ é cancelado, restando

$$0 = (h_1 - h_2) + \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2}\right)$$

Resolvendo para h_2,

$$h_2 = h_1 + \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2}\right)$$

Da Tabela T-4, $h_1 = 3213{,}6$ kJ/kg. As velocidades V_1 e V_2 são dadas. Inserindo valores e convertendo as unidades dos termos de energia cinética para kJ/kg, obtemos

❷

$$h_2 = 3213{,}6 \text{ kJ/kg} + \left[\frac{(10)^2 - (665)^2}{2}\right]\left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}\right)\left|\frac{1 \text{ N}}{1 \text{ kg}\cdot\text{m/s}^2}\right|\left|\frac{1 \text{ kJ}}{10^3 \text{ N}\cdot\text{m}}\right|$$
$$= 3213{,}6 - 221{,}1 = 2992{,}5 \text{ kJ/kg}$$

Finalmente, referindo-nos à Tabela T-4 em $p_2 = 15$ bar com $h_2 = 2992{,}5$ kJ/kg, o volume específico na saída é $v_2 = 0{,}1627$ m³/kg. A área da saída é então

❸

$$A_2 = \frac{(2 \text{ kg/s})(0{,}1627 \text{ m}^3\text{/kg})}{665 \text{ m/s}} = 4{,}89 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \quad \triangleleft$$

❶ Embora as relações de equilíbrio para propriedades apliquem-se na entrada e na saída do volume de controle, os estados intermediários do vapor não são necessariamente estados de equilíbrio. Assim sendo, a expansão através do bocal é representada no diagrama T–v por uma linha tracejada.

❷ Deve-se tomar cuidado na conversão das unidades para a energia cinética específica para kJ/kg.

❸ A área de entrada do bocal pode ser determinada similarmente, utilizando $A_1 = \dot{m}v_1/V_1$.

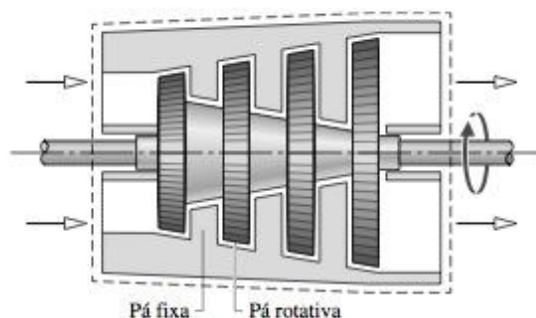



Figura 5.6 Esquema de uma turbina com escoamento axial.

TURBINAS

turbina

Uma ***turbina*** é um dispositivo no qual o trabalho é desenvolvido como resultado de um gás ou um líquido passando através de um conjunto de lâminas fixadas a um eixo livre para sofrer rotação. Um esquema de uma turbina com escoamento axial a vapor ou a gás é mostrado na Fig. 5.6. As turbinas são amplamente utilizadas nas instalações motoras a vapor, instalações motoras a gás e em motores de aeronaves. Nessas aplicações, vapor superaquecido ou gás entra na turbina e se expande até uma pressão de saída mais baixa produzindo trabalho. Uma turbina hidráulica instalada em uma represa é mostrada na Fig. 5.7. Nesta aplicação, a água escoando através da hélice faz com que o eixo sofra rotação produzindo trabalho.

Para uma turbina em estado estacionário os balanços de massa e energia se reduzem fornecendo a Eq. 5.11b. Quando os gases estão sendo considerados, a variação na energia potencial é usualmente desprezada. Com uma escolha apropriada da fronteira do volume de controle em torno da turbina, a variação na energia cinética é freqüentemente pequena o suficiente para ser desprezada. A única transferência de calor entre a turbina e a vizinhança seria a transferência de calor inevitável e, conforme ilustrada no exemplo a seguir, ela é geralmente pequena em relação aos termos do trabalho e entalpia.

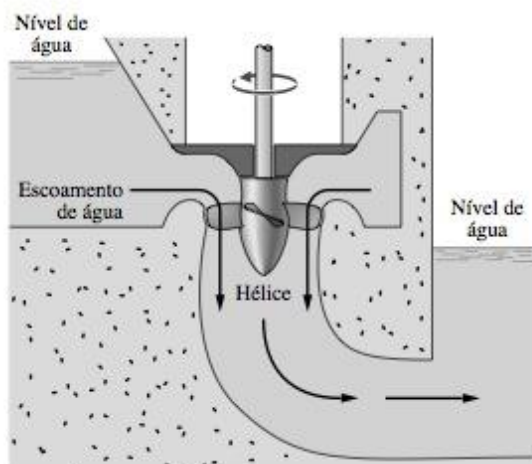



Figura 5.7 Turbina hidráulica instalada em uma represa.

EXEMPLO 5.4

CALCULANDO A TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM UMA TURBINA A VAPOR

Vapor entra em uma turbina operando em estado estacionário com um fluxo de massa de 4600 kg/h. A turbina desenvolve uma saída de potência de 1000 kW. Na entrada, a pressão é 60 bar, a temperatura é 400°C e a velocidade é 10 m/s. Na saída, a pressão é 0,1 bar, o título é 0,9 (90%) e a velocidade é 50 m/s. Calcule a taxa de transferência de calor entre a turbina e a vizinhança, em kW.

Solução

Dados: Uma turbina a vapor opera em estado estacionário. A taxa de massa, potência de saída e os estados do vapor na entrada e na saída são conhecidos.

Determinar: A taxa de transferência de calor.

Esquema e Dados Fornecidos:

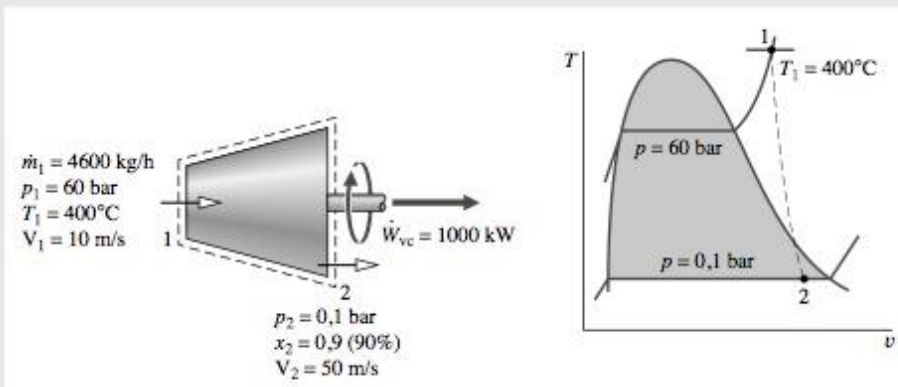



Figura E5.4

Hipóteses:

1. O volume de controle mostrado na figura encontra-se em estado estacionário.

2. A variação na energia potencial entre a entrada e a saída pode ser desprezada.

Análise: Para calcular a taxa de transferência de calor, inicie com a formulação de uma entrada e uma saída do balanço da taxa de energia para um volume de controle em estado estacionário

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}\left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} + gz_1\right) - \dot{m}\left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} + gz_2\right)$$

onde $\dot{m}$ é a vazão mássica. Resolvendo para $\dot{Q}_{vc}$ e desprezando a variação de energia potencial entre a entrada e a saída,

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{W}_{vc} + \dot{m}\left[(h_2 - h_1) + \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2}\right)\right]$$

Para comparar as ordens de grandeza dos termos de entalpia e energia cinética e para enfatizar a necessidade da conversão de unidades, cada um desses termos é calculado separadamente.

Primeiro, *a diferença de entalpia específica* $h_2 - h_1$ é encontrada. Utilizando a Tabela T-4, $h_1 = 3177{,}2$ kJ/kg. O estado 2 é uma mistura de duas fases líquido-vapor, assim com os dados da Tabela T-3 e o título dado,

$$\begin{aligned} h_2 &= h_{f2} + x_2(h_{g2} - h_{f2}) \\ &= 191{,}83 + (0{,}9)(2392{,}8) = 2345{,}4 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Logo

$$h_2 - h_1 = 2345{,}4 - 3177{,}2 = -831{,}8 \text{ kJ/kg}$$

Considere a seguir a *diferença de energia cinética* específica. Utilizando os valores dados para as velocidades,

❶
$$\begin{aligned} \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2}\right) &= \left[\frac{(50)^2 - (10)^2}{2}\right]\left(\frac{m^2}{s^2}\right)\left|\frac{1 \text{ N}}{1 \text{ kg} \cdot \text{m/s}^2}\right|\left|\frac{1 \text{ kJ}}{10^3 \text{ N} \cdot \text{m}}\right| \\ &= 1{,}2 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Calculando $\dot{Q}_{vc}$ da expressão anterior,

❷
$$\dot{Q}_{vc} = (1000 \text{ kW}) + \left(4600 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\right)(-831{,}8 + 1{,}2)\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)\left|\frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}\right|\left|\frac{1 \text{ kW}}{1 \text{ kJ/s}}\right|$$
$$= -61{,}3 \text{ kW} \triangleleft$$

❶ A ordem de grandeza de variação de energia cinética específica entre a entrada e a saída é muito menor do que a variação de entalpia específica.

❷ O valor negativo de $\dot{Q}_{vc}$ significa que há transferência de calor da turbina para sua vizinhança, conforme era esperado. A ordem de grandeza de $\dot{Q}_{vc}$ é pequena quando comparada à potência desenvolvida.

Compressores e Bombas

compressor
bomba

Compressores são equipamentos nos quais o trabalho é realizado sobre um gás passando através deles a fim de aumentar a pressão. Nas ***bombas***, a entrada de trabalho é utilizada para mudar o estado de um líquido que circula em seu interior. Um compressor alternativo é mostrado na Fig. 5.8. A Fig. 5.9 fornece diagramas esquemáticos de três tipos de compressores rotativos diferentes: um compressor de fluxo axial, um compressor centrífugo e um compressor de lóbulo.

Os balanços das taxas de massa e energia se simplificam para os compressores e bombas em estado estacionário, como no caso das turbinas consideradas anteriormente. Para compressores, as variações nas energias específicas cinética e potencial entre a entrada e a saída são geralmente pequenas em relação ao trabalho realizado por unidade de massa passando através do equipamento. A transferência de calor para a vizinhança é, freqüentemente, um efeito secundário nos compressores e nas bombas.

Os dois próximos exemplos ilustram, respectivamente, a análise de um compressor de ar e um "lava a jato". Em cada caso, o objetivo é determinar a potência necessária para operar o equipamento.

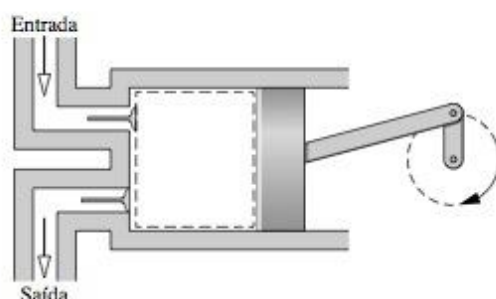



Figura 5.8 Compressor alternativo.

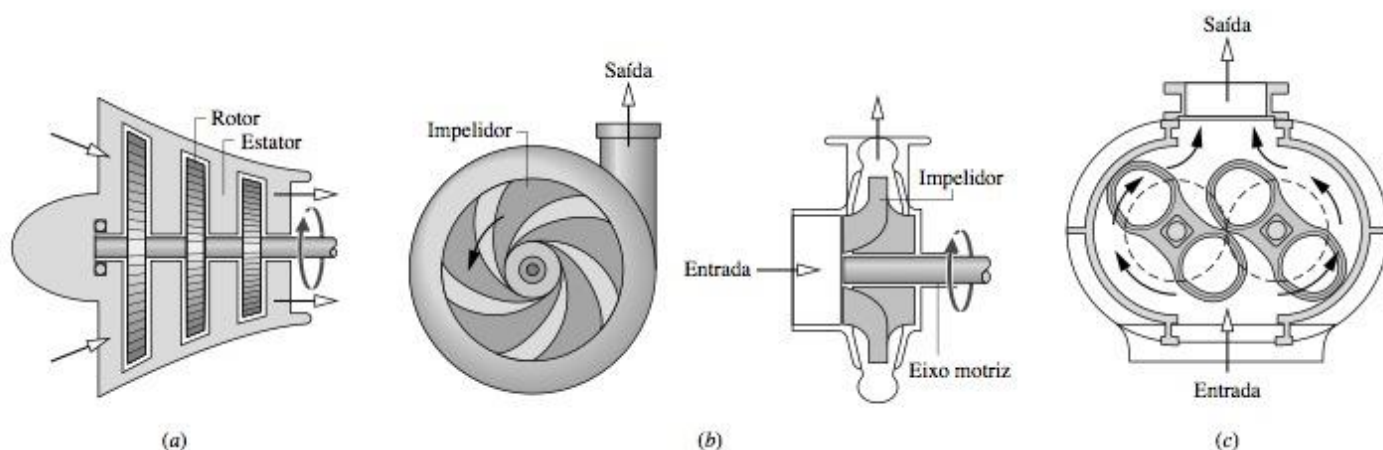



Figura 5.9 Compressores rotativos. (*a*) Fluxo axial. (*b*) Centrífugo. (*c*) De lóbulo.

EXEMPLO 5.5

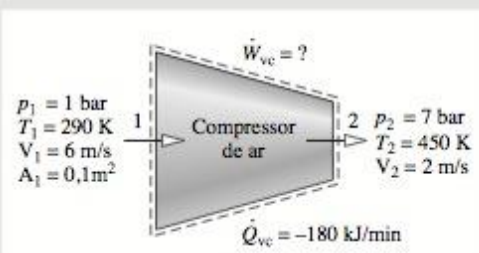
CALCULANDO A POTÊNCIA DE UM COMPRESSOR

Ar é admitido em um compressor que opera em estado estacionário com uma pressão de 1 bar, uma temperatura igual a 290 K e uma velocidade de 6 m/s através de uma entrada com área de 0,1 m². Na saída, a pressão é 7 bar, a temperatura é 450 K e a velocidade é 2 m/s. A transferência de calor do compressor para sua vizinhança ocorre a uma taxa de 180 kJ/min. Aplicando o modelo de gás ideal, calcule a potência de entrada para o compressor, em kW.

Solução

Dados: Um compressor de ar opera em estado estacionário com estados de entrada e saída conhecidos e uma taxa de transferência de calor conhecida.

Determinar: A potência requerida pelo compressor.

Esquema e Dados Fornecidos:

Hipóteses:

1. O volume de controle mostrado na figura encontra-se em estado estacionário.
2. A variação de energia potencial entre a entrada e a saída pode ser desprezada.
3. O modelo de gás ideal se aplica para o ar.

Figura E5.5

Análise: Para calcular a entrada de potência para o compressor, inicie com um balanço da taxa de energia para o volume de controle em estado estacionário com uma entrada e uma saída

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}\left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} + gz_1\right) - \dot{m}\left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} + gz_2\right)$$

Resolvendo

$$\dot{W}_{vc} = \dot{Q}_{vc} + \dot{m}\left[(h_1 - h_2) + \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2}\right)\right]$$

A variação na energia potencial entre a entrada e a saída é desprezada de acordo com a hipótese 2.

O fluxo de massa $\dot{m}$ pode ser calculado com os dados fornecidos na entrada e pela equação de estado do gás ideal.

$$\dot{m} = \frac{A_1V_1}{v_1} = \frac{A_1V_1p_1}{(\bar{R}/M)T_1} = \frac{(0{,}1\ \text{m}^2)(6\ \text{m/s})(10^5\ \text{N/m}^2)}{\left(\dfrac{8314}{28{,}97}\dfrac{\text{N}\cdot\text{m}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right)(290\ \text{K})} = 0{,}72\ \text{kg/s}$$

As entalpias específicas h_1 e h_2 podem ser determinadas da Tabela T-9. Em 290 K, h_1 = 290,16 kJ/kg. A 450 K, h_2 = 451,8 kJ/kg. Substituindo valores na expressão para $\dot{W}_{vc}$,

$$\begin{aligned}\dot{W}_{vc} &= \left(-180\frac{\text{kJ}}{\text{min}}\right)\left|\frac{1\ \text{min}}{60\ \text{s}}\right| + 0{,}72\frac{\text{kg}}{\text{s}}\left[(290{,}16 - 451{,}8)\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right. \\ &\quad \left. + \left(\frac{(6)^2 - (2)^2}{2}\right)\left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}\right)\left|\frac{1\ \text{N}}{1\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}\right|\left|\frac{1\ \text{kJ}}{10^3\ \text{N}\cdot\text{m}}\right|\right] \\ &= -3\frac{\text{kJ}}{\text{s}} + 0{,}72\frac{\text{kg}}{\text{s}}(-161{,}64 + 0{,}02)\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ &= -119{,}4\frac{\text{kJ}}{\text{s}}\left|\frac{1\ \text{kW}}{1\ \text{kJ/s}}\right| = -119{,}4\ \text{kW} \quad \triangleleft\end{aligned}$$

❶ (ref. à linha $-3\,\text{kJ/s} + \dots$) ❷ (ref. à linha $-119{,}4$ kW)

❶ A contribuição da energia cinética é desprezível neste caso. Também verifica-se que a taxa de transferência de calor é pequena em relação à entrada de potência.

❷ Neste exemplo $\dot{Q}_{vc}$ e $\dot{W}_{vc}$ têm valores negativos, indicando que a direção da transferência de calor *se dá a partir do* compressor e que o trabalho realizado é *sobre* o ar passando através do compressor. O valor da potência de *entrada* no compressor é 119,4 kW.

EXEMPLO 5.6

LAVA A JATO

Um lavador com água pressurizada é utilizado para limpar paredes de uma residência. A água entra a 20°C, 1 atm, com uma vazão volumétrica de 0,1 litro/s através de uma mangueira com 2,5 cm de diâmetro. O jato de água sai a 23°C, 1 atm, com uma velocidade de 50 m/s e com uma elevação em relação ao solo de 5 m. Em estado estacionário, a ordem de grandeza da taxa de transferência de calor da unidade de potência *para* a vizinhança é 10% da potência de entrada. A água pode ser considerada incompressível com $c = 4{,}18$ kJ/kg · K e $g = 9{,}81$ m/s^2. Determine a potência de entrada para o motor, em kW.

Solução (CD-ROM)

TROCADORES DE CALOR

trocador de calor

Equipamentos que transferem calor entre fluidos a diferentes temperaturas pelos modos de transferência de calor, como os discutidos na Seção 3.5.1, são denominados ***trocadores de calor***. Um tipo comum de trocador de calor é um reservatório no qual as correntes quente e fria se misturam diretamente conforme mostrado na Fig. 5.10*a*. Um aquecedor aberto de água de alimentação é um exemplo desse tipo de equipamento. Um outro tipo comum de trocador de calor é um no qual um gás ou um líquido é *separado* de um outro gás ou líquido por uma parede através da qual energia flui por condução. Esses trocadores de calor, conhecidos como recuperadores, assumem diferentes formas. Configurações de trocador anular de corrente contrária e paralela são mostradas nas Figs. 5.10*b* e 5.10*c*, respectivamente. Outras configurações incluem fluxo cruzado, como nos radiadores dos automóveis, condensadores e evaporadores de múltiplos passes, do tipo casco e tubo. A Fig. 5.10*d* ilustra um trocador de calor de fluxo cruzado.

A única interação em termos de trabalho com a fronteira de um volume de controle englobando um trocador de calor é o trabalho de escoamento nos locais onde a matéria entra e sai, e assim o termo $\dot{W}_{vc}$ do balanço da taxa de energia pode ser fixado em zero. Embora altas taxas de transferência de energia possam ser alcançadas de corrente para corrente, a transferência de calor a partir da superfície externa do trocador de calor para a vizinhança é usualmente pequena o suficiente para ser desprezada. Além disso, as energias

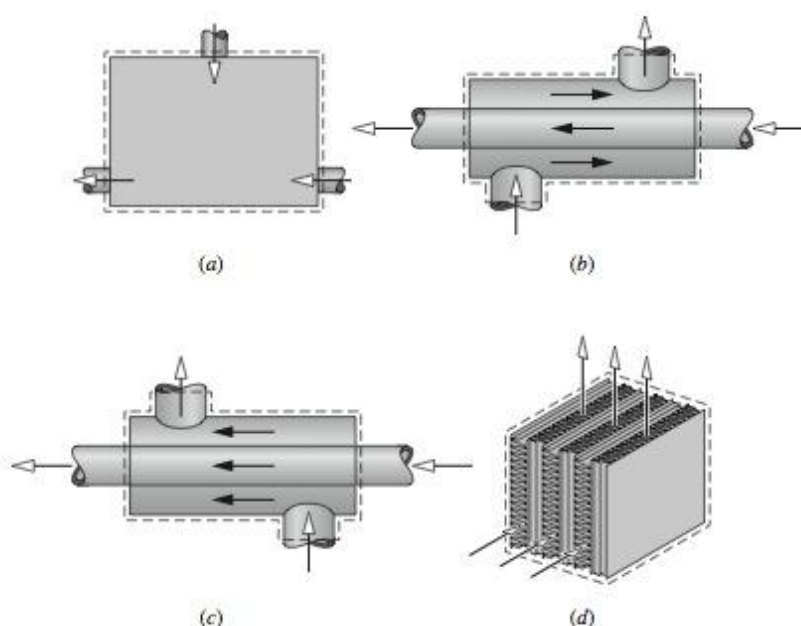



Figura 5.10 Tipos comuns de trocadores de calor. (*a*) Trocador de calor de contato direto. (*b*) Trocador de calor anular de corrente contrária. (*c*) Trocador de calor anular de corrente paralela. (*d*) Trocador de calor de fluxo cruzado.

cinética e potencial das correntes de escoamento podem ser freqüentemente ignoradas nas entradas e saídas. Veja a Seção 17.5 para mais discussões sobre trocadores de calor.

O exemplo a seguir ilustra como os balanços das taxas de massa e energia são aplicados a um condensador em estado estacionário. Os condensadores são comumente encontrados em instalações motoras e sistemas de refrigeração.

EXEMPLO 5.7

CONDENSADOR DE UMA INSTALAÇÃO DE POTÊNCIA

O vapor entra em um condensador de uma usina geradora de energia a 0,1 bar com um título de 0,95 e o condensado sai a 0,1 bar e 45°C. A água de resfriamento entra no condensador em uma corrente separada como na forma líquida a 20°C e sai na forma líquida a 35°C sem variação de pressão. A transferência de calor a partir do lado externo do condensador e as variações nas energias potencial e cinética das correntes de escoamento podem ser desprezadas. Para a operação em estado estacionário, determine

(a) a razão entre a vazão mássica da água de resfriamento e a vazão da corrente do condensado.

(b) a taxa de transferência de energia do vapor condensando para a água de resfriamento, em kJ por kg de vapor, que escoa através do condensador.

Solução

Dados: Vapor é condensado em estado estacionário pela interação com uma corrente separada de água líquida.

Determinar: A razão entre a vazão mássica da água de resfriamento e a vazão de vapor bem como a taxa de transferência de energia do vapor para a água de resfriamento.

Esquema e Dados Fornecidos:

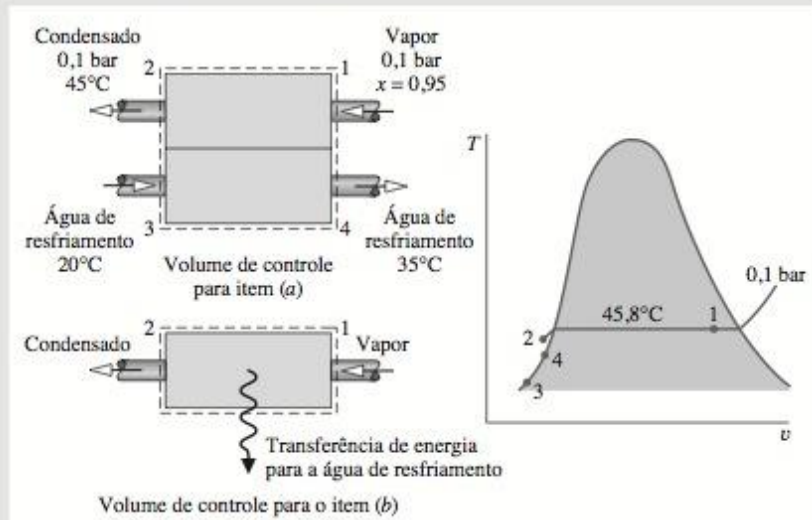



Figura E5.7

Hipóteses:

1. Cada um dos dois volumes de controle mostrados no esboço está em estado estacionário.
2. Não há perda significativa por transferência de calor entre o condensador como um todo e sua vizinhança e $\dot{W}_{vc} = 0$.
3. As variações de energia cinética e potencial das correntes de escoamento entre a entrada e a saída podem ser desprezadas.
4. Nos estados 2, 3 e 4, $h \approx h_f(T)$ (Eq. 4.14).

Análise: As correntes de vapor e de água de resfriamento não se misturam. Assim sendo, os balanços da taxa de massa para cada uma das duas correntes se reduzem em estado estacionário a

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \qquad \text{e} \qquad \dot{m}_3 = \dot{m}_4$$

(a) A razão entre a vazão mássica de água de resfriamento e a do vapor que se condensa, $\dot{m}_3/\dot{m}_1$, pode ser determinada a partir da formulação em estado estacionário do balanço da taxa de energia aplicado ao condensador como um todo conforme se segue:

$$0 = \underline{\dot{Q}_{vc}} - \underline{\dot{W}_{vc}} + \dot{m}_1\left(h_1 + \underline{\frac{V_1^2}{2} + gz_1}\right) + \dot{m}_3\left(h_3 + \underline{\frac{V_3^2}{2} + gz_3}\right)$$
$$- \dot{m}_2\left(h_2 + \underline{\frac{V_2^2}{2} + gz_2}\right) - \dot{m}_4\left(h_4 + \underline{\frac{V_4^2}{2} + gz_4}\right)$$

Os termos sublinhados são anulados devido às hipóteses 2 e 3. Com essas simplificações, junto com as relações acima da taxa de massa, o balanço de massa se torna simplesmente

$$0 = \dot{m}_1(h_1 - h_2) + \dot{m}_3(h_3 - h_4)$$

Resolvendo, temos

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = \frac{h_1 - h_2}{h_4 - h_3}$$

A entalpia específica h_1 pode ser determinada utilizando-se o título fornecido e os dados da Tabela T-3. Da Tabela T-3 a 0,1 bar, $h_f = 191{,}83$ kJ/kg e $h_g = 2584{,}7$ kJ/kg, então

$$h_1 = 191{,}83 + 0{,}95(2584{,}7 - 191{,}83) = 2465{,}1 \text{ kJ/kg}$$

Utilizando a hipótese 4, a entalpia específica em 2 é dada por $h_2 \approx h_f(T_2) = 188{,}45$ kJ/kg. Analogamente, $h_3 \approx h_f(T_3)$ e $h_4 \approx h_f(T_4)$, fornecendo $h_4 - h_3 = 62{,}7$ kJ/kg. Logo,

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = \frac{2465{,}1 - 188{,}45}{62{,}7} = 36{,}3 \quad \triangleleft$$

(b) Para um volume de controle englobando apenas o lado vapor do condensador, a formulação em estado estacionário do balanço da taxa de energia é

❶
$$0 = \dot{Q}_{vc} - \underline{\dot{W}_{vc}} + \dot{m}_1\left(h_1 + \underline{\frac{V_1^2}{2} + gz_1}\right) - \dot{m}_2\left(h_2 + \underline{\frac{V_2^2}{2} + gz_2}\right)$$

Os termos sublinhados se anulam devido às hipóteses 2 e 3. Combinando essa equação com $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$, resulta a seguinte expressão para a taxa de transferência de energia entre o vapor condensando e a água de resfriamento:

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{m}_1(h_2 - h_1)$$

Dividindo pela vazão mássica do vapor, $\dot{m}_1$, e inserindo os valores

$$\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{m}_1} = h_2 - h_1 = 188{,}45 - 2465{,}1 = -2276{,}7 \text{ kJ/kg} \quad \triangleleft$$

onde o sinal negativo significa que a energia é transferida *do* vapor que se condensa *para* a água de resfriamento.

❶ Dependendo de onde a fronteira do volume de controle esteja posicionada, duas formulações diferentes do balanço da taxa de energia são obtidas. No item (a), ambas as correntes são incluídas no volume de controle. A transferência de energia entre elas ocorre internamente e não atravessa a fronteira do volume de controle, então o termo $\dot{Q}_{vc}$ desaparece do balanço da taxa de energia. Com o volume de controle do item (b), entretanto, o termo $\dot{Q}_{vc}$ deve ser incluído.

Temperaturas excessivas em componentes eletrônicos são evitadas através de resfriamento apropriado, como ilustrado no próximo exemplo.

EXEMPLO 5.8

RESFRIAMENTO DE COMPONENTES DE COMPUTADOR

Os componentes eletrônicos de um computador são resfriados pelo escoamento de ar através de um ventilador montado na entrada do gabinete. Em estado estacionário, o ar entra a 20°C, 1 atm. Para controle de ruído, a velocidade de entrada do ar não pode exceder 1,3 m/s. Para controle de temperatura, a temperatura do ar na saída não pode exceder 32°C. Os componentes eletrônicos

e o ventilador são alimentados, respectivamente, com uma potência de 80 W e 18 W. Determine o menor diâmetro de entrada para o ventilador, em cm, para o qual os limites de velocidade de entrada do ar e temperatura de saída do ar são respeitados.

Solução

Dados: Os componentes eletrônicos de um computador são resfriados pelo escoamento de ar através de um ventilador montado na entrada do gabinete. As condições para o ar na entrada e na saída são especificadas. As potências necessárias para os componentes eletrônicos e para o ventilador também são especificadas.

Determinar: O menor diâmetro de entrada do ventilador para essas combinações.

Esquema e Dados Fornecidos:

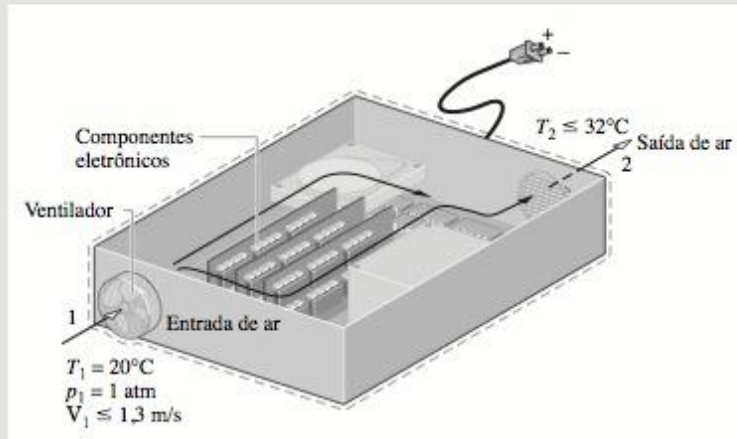



Figura E5.8

Hipóteses:

1. O volume de controle mostrado na figura encontra-se em estado estacionário.
2. A transferência de calor da superfície *externa* do gabinete para a vizinhança é desprezível. Logo, $\dot{Q}_{vc} = 0$.
3. As variações na energia cinética e potencial podem ser desprezadas. (1)
4. O ar é modelado como um gás ideal com $c_p = 1{,}005$ kJ/kg · K. (2)

Análise: A área de entrada A_1 pode ser determinada a partir da vazão mássica $\dot{m}$ e da Eq. 5.3a que pode ser rearrumada na forma

$$A_1 = \frac{\dot{m}v_1}{V_1}$$

A vazão mássica pode ser calculada, por sua vez, a partir do balanço da taxa de energia em estado estacionário

$$0 = \underline{\dot{Q}_{vc}} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}\left[(h_1 - h_2) + \underline{\left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2}\right)} + \underline{g(z_1 - z_2)}\right]$$

Os termos sublinhados se cancelam devido às hipóteses 2 e 3, fornecendo

$$0 = -\dot{W}_{vc} + \dot{m}(h_1 - h_2)$$

onde $\dot{W}_{vc}$ leva em conta a potência elétrica *total* fornecida aos componentes eletrônicos e ao ventilador: $\dot{W}_{vc} = (-80 \text{ W}) + (-18 \text{ W}) = -98$ W. Resolvendo para $\dot{m}$ e utilizando a hipótese 4 com a Eq. 4.49 para calcular $(h_1 - h_2)$,

$$\dot{m} = \frac{(-\dot{W}_{vc})}{c_p(T_2 - T_1)}$$

Introduzindo esta relação na expressão de A_1 e utilizando o modelo de gás ideal para calcular o volume específico v_1,

$$A_1 = \frac{1}{V_1}\left[\frac{(-\dot{W}_{vc})}{c_p(T_2 - T_1)}\right]\left(\frac{RT_1}{p_1}\right)$$

A partir dessa expressão vemos que A_1 *aumenta* quando V_1 e/ou T_2 *decresce*. Assim sendo, uma vez que $V_1 \leq 1{,}3$ m/s e $T_2 \leq 305$ K (32°C), a área de entrada deve satisfazer

$$A_1 \geq \frac{1}{1{,}3\ \text{m/s}}\left[\frac{98\ \text{W}}{\left(1{,}005\ \dfrac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right)(305-293)\text{K}}\left|\frac{1\ \text{kJ}}{10^3\ \text{J}}\right|\left|\frac{1\ \text{J/s}}{1\ \text{W}}\right|\right]\left(\frac{\left(\dfrac{8314\ \text{N}\cdot\text{m}}{28{,}97\ \text{kg}\cdot\text{K}}\right)293\ \text{K}}{1{,}01325\times10^5\ \text{N/m}^2}\right)$$

$$\geq 0{,}005\ \text{m}^2$$

Então, uma vez que a área $A_1 = \pi D_1^2/4$,

$$D_1 \geq \sqrt{\frac{(4)(0{,}005\ \text{m}^2)}{\pi}} = 0{,}08\ \text{m}\left|\frac{10^2\ \text{cm}}{1\ \text{m}}\right|$$

$$D_1 \geq 8\ \text{cm}$$

Para as condições especificadas, o menor diâmetro de entrada do ventilador é 8 cm. ◁

❶ Ar de resfriamento entra e sai dos invólucros eletrônicos com baixas velocidades e, assim, os efeitos da energia cinética são insignificantes.

❷ Uma vez que a temperatura do ar aumenta não mais do que 12°C, o calor específico c_p é aproximadamente constante (Tabela T-10).

DISPOSITIVOS DE ESTRANGULAMENTO

Uma significativa redução na pressão pode ser simplesmente obtida pela introdução de uma restrição em uma linha através da qual um gás ou um líquido escoa. Isso é feito comumente por meio de uma válvula parcialmente aberta ou tampão, conforme ilustrado na Fig. 5.11.

Para um volume de controle englobando tal dispositivo, os balanços das taxas de massa e energia se reduzem em estado estacionário a

$$0 = \dot{m}_1 - \dot{m}_2$$

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \cancel{\dot{W}_{vc}}^{0} + \dot{m}_1\left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} + gz_1\right) - \dot{m}_2\left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} + gz_2\right)$$

Normalmente não há transferência de calor significativa para a vizinhança e a variação na energia potencial entre a entrada e a saída é desprezível. Com essas idealizações, os balanços das taxas de massa e energia combinam-se para fornecer

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2}$$

Embora as velocidades possam ser relativamente altas na região próxima da restrição, medições feitas a montante e jusante da área de redução do escoamento mostram na maioria dos casos que a variação na energia cinética específica do gás ou do líquido entre esses locais pode ser desprezada. Com essa simplificação a mais, a última equação se reduz a

processo de estrangulamento

$$h_1 = h_2 \tag{5.13}$$

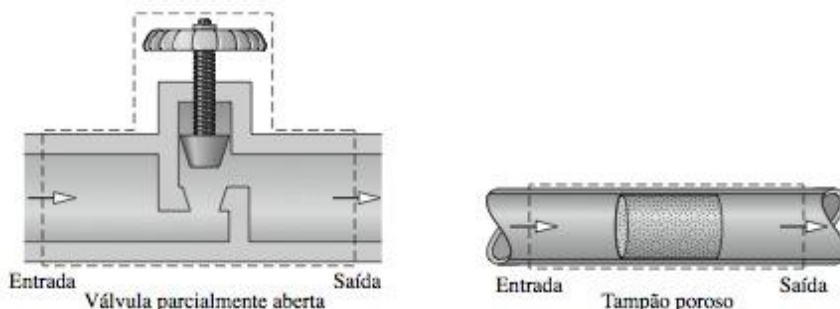



Figura 5.11 Exemplo de dispositivos de estrangulamento.

Quando o escoamento através de uma válvula ou outra restrição é idealizado dessa forma, o processo é chamado ***processo de estrangulamento***.

Uma aplicação do processo de estrangulamento ocorre nos sistemas de refrigeração por compressão de vapor, onde uma válvula é utilizada para reduzir a pressão do refrigerante do seu valor na saída do *condensador* para um valor de pressão mais baixo existente no *evaporador*. Consideraremos essa situação mais adiante no Cap. 8. Uma outra aplicação do processo de estrangulamento envolve o ***calorímetro de estrangulamento***, que é um dispositivo para a determinação do título de uma mistura bifásica líquido-vapor. O calorímetro de estrangulamento é considerado no exemplo a seguir.

calorímetro de estrangulamento

EXEMPLO 5.9

MEDIÇÃO DO TÍTULO DO VAPOR

Uma linha de alimentação de vapor a 300 lbf/in² transporta uma mistura bifásica líquido-vapor. Uma pequena fração do escoamento na linha é desviada para um calorímetro de estrangulamento e descarregada para a atmosfera a 14,7 lbf/in². A temperatura do vapor de exaustão é medida em 250°F. Determine o título do vapor na linha de alimentação.

Solução

Dados: Vapor é desviado de uma linha de alimentação para um calorímetro de estrangulamento e descarregado para a atmosfera.

Determinar: O título do vapor na linha de alimentação.

Esquema e Dados Fornecidos:

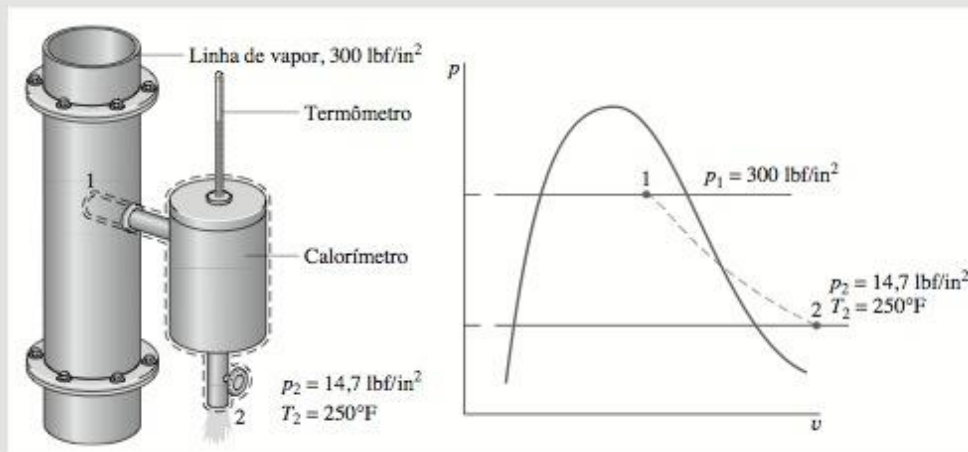



Figura E5.9

Hipóteses:

1. O volume de controle mostrado na figura encontra-se em estado estacionário.
2. O vapor desviado passa por um processo de estrangulamento.

Análise: Para um processo de estrangulamento, os balanços de energia e massa se reduzem e fornecem $h_2 = h_1$, que está de acordo com a Eq. 5.13. Assim, com o estado 2 determinado, a entalpia específica na linha de alimentação é conhecida e o estado 1 é determinado pelos valores conhecidos de p_1 e h_1.

❶ Conforme mostrado no diagrama p–v, o estado 1 encontra-se na região bifásica líquido-vapor e o estado 2 está na região de vapor superaquecido. Assim

$$h_2 = h_1 = h_{f1} + x_1(h_{g1} - h_{f1})$$

Resolvendo para x_1,

$$x_1 = \frac{h_2 - h_{f1}}{h_{g1} - h_{f1}}$$

Da Tabela T-3E a 300 lbf/in², h_{f1} = 394,1 Btu/lb e h_{g1} = 1203,9 Btu/lb. A 14,7 lbf/in² e 250°F, h_2 = 1168,8 Btu/lb da Tabela T-4E. Inserindo valores na expressão acima, o título na linha é x_1 = 0,957 (95,7%).

❶ Para os calorímetros de estrangulamento com exaustão para a atmosfera, o título na linha deve ser maior do que aproximadamente 94,8% para garantir que o vapor que sai do calorímetro seja superaquecido.

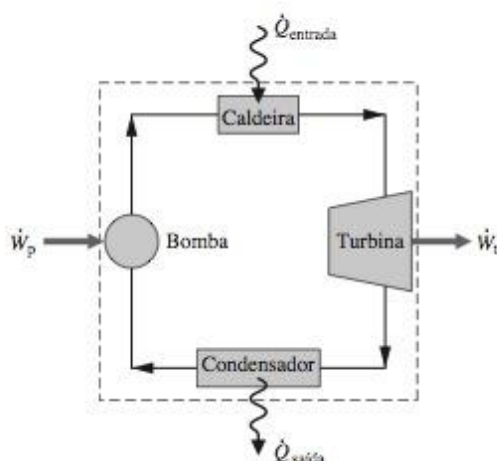



Figura 5.12 Instalação térmica básica a vapor.

INTEGRAÇÃO DE SISTEMAS

Até agora, estudamos diversos tipos de componentes que foram escolhidos dentre os vistos comumente na prática. Geralmente esses componentes são encontrados combinados e não isolados. Muitas vezes os engenheiros devem combinar os componentes de forma criativa para atingir um objetivo geral, sujeito a restrições como um custo total mínimo. Essa importante atividade da engenharia é chamada de *integração de sistemas*.

Muitos leitores já estão familiarizados com um tipo de integração de sistemas já consagrado: a instalação térmica básica mostrada na Fig. 5.12. Esse sistema consiste em quatro componentes em série: uma turbina acoplada a um gerador, condensador, bomba e caldeira. Consideraremos esse tipo de instalação de potência em detalhe nas seções subseqüentes desse livro. O próximo exemplo fornece uma outra ilustração. Muitas outras são consideradas em seções posteriores e nos problemas do fim do capítulo.

EXEMPLO 5.10

SISTEMA DE RECUPERAÇÃO DE CALOR

Um processo industrial descarrega 2×10^5 ft³/min de produtos de combustão gasosa a 400°F, 1 atm. Conforme mostrado na Fig. E5.10, um sistema proposto para a utilização de produtos de combustão combina um gerador de vapor com recuperador de calor com uma turbina. Em estado estacionário, os produtos de combustão saem do gerador de vapor a 260°F, 1 atm e uma corrente separada de água entra a 40 lbf/in², 102°F com uma vazão mássica de 275 lb/min. Na saída da turbina, a pressão é 1 lbf/in² e o título é 93%. A transferência de calor das superfícies externas do gerador de vapor e da turbina pode ser desprezada, assim como as variações nas energias cinética e potencial das correntes de escoamento. Não há queda de pressão significativa no escoamento da água através do gerador de vapor. Os produtos de combustão podem ser modelados como ar em comportamento de um gás ideal.

(a) Determine a potência desenvolvida pela turbina, em Btu/min.
(b) Determine a temperatura de entrada na turbina, em °F.
(c) Avaliando a potência desenvolvida a $0,08 por kW · h, que é um custo típico de eletricidade, determine o valor da energia gerada, em $/ano, para 8000 horas de operação anual.

Solução (CD-ROM)

5.4 RESUMO DO CAPÍTULO E GUIA DE ESTUDO

vazão mássica
balanço da taxa de massa
escoamento unidimensional
vazão volumétrica
estado estacionário

Os princípios de conservação de massa e energia para volumes de controle foram englobados nos balanços das taxas de massa e energia desenvolvidos nesse capítulo. A ênfase está nos volumes de controle em estado estacionário para o qual se admite escoamento unidimensional.

O uso dos balanços de massa e energia para volumes de controle em estado estacionário foi ilustrado para bocais e difusores, turbinas, compressores e bombas, trocadores de calor, dispositivos de estrangulamento e sistemas integrados. Um aspecto essencial de todas essas aplicações é a listagem cuidadosa e explícita das hipóteses apropriadas. Essa habilidade na construção do modelo foi enfatizada ao longo do capítulo.

A lista de verificação indicada à esquerda fornece um guia de estudo para este capítulo. Quando seu estudo do texto e dos exercícios do final do capítulo tiver terminado, você deve estar apto a

- descrever os significados dos termos listados nas margens ao longo do capítulo e entender cada um dos conceitos relacionados. O subconjunto de termos-chave listado aqui na margem é particularmente importante nos capítulos seguintes.
- listar as considerações típicas da modelagem para bocais e difusores, turbinas, compressores e bombas, trocadores de calor e dispositivos de estrangulamento.
- aplicar as Eqs. 5.3a, 5.4, 5.10a e 5.11b a volumes de controle em estado estacionário, utilizando as hipóteses apropriadas e dados de propriedades para o caso em estudo.

balanço da taxa de energia
trabalho de escoamento
bocal
difusor
turbina
compressor
bomba
trocador de calor
processo de estrangulamento

PROBLEMAS

CONSERVAÇÃO DE MASSA PARA VOLUMES DE CONTROLE EM ESTADO ESTACIONÁRIO

5.1 Ar entra em um volume de controle de uma entrada e uma saída a 10 bar, 400 K e 20 m/s através de uma área de escoamento de 20 cm^2. Na saída, a pressão é 6 bar, a temperatura é 345,7 K e a velocidade é 330,2 m/s. O ar se comporta como um gás ideal. Para a operação em estado estacionário, determine:

(a) a vazão mássica, em kg/s;
(b) a área de saída do escoamento, em cm^2.

5.2 Uma substância escoa através de um tubo de 1 in de diâmetro com uma velocidade de 30 ft/s em uma determinada posição. Determine a vazão mássica, em lb/s, se a substância for:

(a) água a 30 lbf/in^2, 60°F;
(b) ar como um gás ideal a 100 lbf/in^2, 100°F;
(c) Refrigerante 134a a 100 lbf/in^2, 100°F.

5.3 Ar entra num ventilador de 0,6 m de diâmetro a 16°C, 101 kPa e é descarregado a 18°C, 105 kPa, com uma vazão volumétrica de 0,35 m^3/s. Considerando o comportamento de gás ideal, determine para a operação em estado estacionário

(a) a vazão mássica do ar, em kg/s;
(b) a vazão volumétrica do ar na entrada, em kg/s;
(c) as velocidades de entrada e saída, em m/s.

5.4 (CD-ROM)

5.5 Vapor a 120 bar, 520°C, entra em um volume de controle operando em estado estacionário com uma vazão volumétrica de 460 m^3/min. Vinte e dois por cento da massa escoando na entrada sai a 10 bar, 220°C, com uma velocidade de 20 m/s. O restante sai em um outro local com uma pressão de 0,06 bar, um título de 86,2% e uma velocidade de 500 m/s. Determine os diâmetros de cada duto de saída, em m.

5.6 Ar entra em um forno elétrico doméstico a 75°F, 1 atm com uma vazão volumétrica de 800 ft^3/min. O forno entrega o ar a 120°F, 1 atm para um sistema de dutos com três ramos consistindo em dois dutos de 6 in de diâmetro e um de 12 in. O ar se comporta como gás ideal. Se a velocidade em cada duto de 6 in é 10 ft/s, determine para a operação em estado estacionário:

(a) a vazão mássica do ar entrando no forno, em lb/s;
(b) a vazão volumétrica em cada duto de 6 in, em ft^3/min;
(c) a velocidade no duto de 12 in, em ft/s.

5.7 Água líquida a 70°F entra em uma bomba com uma vazão volumétrica de 7,71 ft^3/min através de um tubo de entrada de diâmetro 6 in. A bomba opera em estado estacionário e fornece água para dois tubos de saída com diâmetros 3 e 4 in, respectivamente. A vazão mássica da água no menor dos dois tubos de saída é 4 lb/s e a temperatura da água saindo de cada tubo é 72°F. Determine a velocidade da água em cada um dos tubos de saída, em ft/s.

5.8 Ar entra em um compressor operando em estado estacionário com uma pressão de 14,7 lbf/in^2, uma temperatura de 80°F e uma vazão volumétrica de 1000 ft^3/min. O diâmetro do tubo de saída é 1 in e a pressão de saída é 100 lbf/in^2. O ar se comporta como um gás ideal. Se cada unidade de massa escoando da entrada para a saída passa por um processo descrito por $pv^{1,32} = constante$, determine a velocidade de saída, em ft/s e a temperatura de saída, em °F.

5.9 (CD-ROM)

5.10 (CD-ROM)

5.11 (CD-ROM)

ANÁLISE DA ENERGIA DO VOLUME DE CONTROLE EM ESTADO ESTACIONÁRIO

5.12 Vapor entra em um bocal operando em estado estacionário a 30 bar, 320°C, com uma velocidade de 100 m/s. A pressão de saída e a temperatura são 10 bar e 200°C, respectivamente. A vazão mássica é 2 kg/s. Desprezando a transferência de calor e a energia potencial, determine:

(a) a velocidade de saída, em m/s;
(b) as áreas de escoamento de entrada e saída, em cm^2.

5.13 Vapor entra em um bocal bem isolado a 200 lbf/in^2, 500°F, com uma velocidade de 200 ft/s, e sai a 60 lbf/in^2, com uma velocidade de 1700 ft/s. Para a operação em estado estacionário e desprezando os efeitos da energia potencial, determine a temperatura de saída, em °F.

5.14 Ar entra em um bocal operando em estado estacionário a 800°R com velocidade desprezível e sai do bocal a 570°R. A transferência de calor ocorre do ar para a vizinhança a uma taxa de 10 Btu por lb de ar escoando. Considerando comportamento de gás ideal e desprezando os efeitos da energia potencial, determine a velocidade na saída, em ft/s.

5.15 (CD-ROM)

5.16 (CD-ROM)

5.17 Vapor entra em um difusor operando em estado estacionário com uma pressão de 14,7 lbf/in^2, uma temperatura de 300°F e uma velocidade de 500 ft/s. O vapor sai do difusor como vapor saturado com energia cinética desprezível. A transferência de calor ocorre do vapor para sua vizinhança a uma taxa de 19,59 Btu por lb de vapor. Desprezando os efeitos da energia potencial, determine a pressão de saída, em lbf/in^2.

5.18 Ar entra em um difusor isolado operando em estado estacionário com uma pressão de 1 bar, uma temperatura de 57°C e uma velocidade de 200 m/s. Na saída, a pressão é 1,13 bar e a temperatura é 69°C. Os efeitos de energia potencial podem ser desprezados. Utilizando o modelo de gás ideal com um calor específico c_p constante calculado na temperatura de entrada, determine:

(a) a razão entre a área de saída do escoamento e a área de entrada do escoamento.

(b) a velocidade de saída, em m/s.

5.19 O duto de entrada de um motor de avião forma um difusor que desacelera uniformemente o ar de entrada até uma velocidade nula em relação ao motor antes de o ar entrar no compressor. Considere uma aeronave a jato voando a 1000 km/h onde a pressão local atmosférica seja 0,6 bar e a temperatura do ar seja 8°C. Considerando comportamento de gás ideal e desprezando a transferência de calor e os efeitos de energia potencial, determine a temperatura, em °C, do ar entrando no compressor.

5.20 (CD-ROM)

5.21 Gás dióxido de carbono entra em um difusor bem isolado a 20 lbf/in^2, 500°R, com uma velocidade de 800 ft/s através de uma área de escoamento de 1,4 in^2. Na saída, a área de escoamento é 30 vezes a área de entrada e a velocidade é 20 ft/s. A variação da energia potencial entre a entrada e a saída é desprezível. Para operação em estado estacionário, determine a temperatura de saída, em °R, a pressão de saída, em lbf/in^2, e a vazão mássica, em lb/s.

5.22 Ar se expande através de uma turbina de 10 bar, 900 K até 1 bar, 500 K. A velocidade na entrada é pequena em comparação com a velocidade de saída de 100 m/s. A turbina opera em estado estacionário e desenvolve uma potência de saída de 3200 kW. A transferência de calor entre a turbina e sua vizinhança e os efeitos de energia potencial são desprezíveis. Calcule a vazão mássica do ar, em kg/s, e a área de saída, em m^2.

5.23 Ar se expande através de uma turbina operando em estado estacionário em um teste padrão instrumentado. Na entrada, $p_1 = 150$ lbf/in^2, $T_1 = 1500$°R e na saída, $p_2 = 14{,}5$ lbf/in^2. A vazão volumétrica do ar entrando na turbina é 2000 ft^3/min e a potência desenvolvida medida é 2000 cavalos-vapor. Desprezando a transferência de calor e os efeitos de energia potencial e cinética, determine a temperatura de saída, T_2, em °R.

5.24 Vapor entra em uma turbina operando em estado estacionário a 700°F e 600 lbf/in^2 e sai a 0,6 lbf/in^2 com um título de 90%. A turbina desenvolve 12.000 hp e a transferência de calor da turbina para a vizinhança ocorre a uma taxa de $2{,}5 \times 10^6$ Btu/h. Desprezando as variações na energia cinética e potencial entre a entrada e a saída, determine a vazão mássica de vapor, em lb/h.

5.25 Gás nitrogênio entra em uma turbina operando em estado estacionário através de um duto de 2 in de diâmetro com uma velocidade de 200 ft/s, uma pressão de 50 lbf/in^2 e uma temperatura de 1000°R. Na saída, a velocidade é 2 ft/s, a pressão é 20 lbf/in^2 e a temperatura é 700°R. A transferência de calor da superfície da turbina para a vizinhança ocorre a uma taxa de 16 Btu por lb de nitrogênio escoando. Desprezando os efeitos da energia potencial e utilizando o modelo de gás ideal, determine a potência desenvolvida pela turbina, em hp.

5.26 (CD-ROM)

5.27 (CD-ROM)

5.28 A entrada para uma turbina hidráulica instalada em uma represa de controle de inundação é posicionada a uma elevação de 10 m acima da saída da turbina. Água entra a 20°C com velocidade desprezível e sai da turbina a 10 m/s. A água passa através da turbina sem variações significativas na temperatura ou pressão entre a entrada e a saída e a transferência de calor é desprezível. A aceleração da gravidade é constante em $g = 9{,}81$ m/s^2. Se a potência de saída em estado estacionário é 500 kW, qual é a vazão mássica de água, em kg/s?

5.29 Uma turbina bem isolada operando em estado estacionário é esboçada na Fig. P5.29. Vapor entra a 3 MPa, 400°C, com uma vazão volumétrica de 85 m^3/min. Parte do vapor é extraída da turbina a uma pressão de 0,5 MPa e uma temperatura de 180°C. O resto se expande até uma pressão de 6 kPa e um título de 90%. A potência total desenvolvida pela turbina é 11.400 kW. Os efeitos de energia cinética e potencial podem ser desprezados. Determine:

(a) a vazão mássica em cada uma das duas saídas, em kg/h;

(b) o diâmetro, em m, do duto através do qual o vapor é extraído, se a velocidade é 20 m/s.

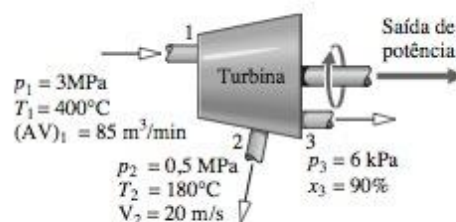



Figura P5.29

5.30 (CD-ROM)

5.31 (CD-ROM)

5.32 Em estado estacionário, ar entra a 60°F, 14,2 lbf/in^2 em um compressor bem isolado, com uma vazão volumétrica de 1200 ft^3/min e o comprime para 500°F, 1220 lbf/in^2. As variações nas energias cinética e potencial entre a entrada e a saída podem ser desprezadas. Determine a potência do compressor em hp e a vazão volumétrica na saída, em ft^3/min.

5.33 Ar entra em um compressor com uma pressão de 14,7 lbf/in^2 , uma temperatura de 70°F e uma vazão volumétrica

de 40 ft³/s. O ar sai do compressor a 50 lbf/in² e 190°F. A transferência de calor do compressor para sua vizinhança ocorre a uma taxa de 20,5 Btu por lb de ar escoando. Determine a potência do compressor, em hp, para a operação em estado estacionário.

5.34 Um compressor opera em estado estacionário com Refrigerante 134a como fluido de trabalho. O refrigerante entra a 0,2 MPa, 0°C, com uma vazão volumétrica de 0,6 m³/min. Os diâmetros dos tubos de entrada e saída são 3 e 1,5 cm, respectivamente. Na saída, a pressão é 1,0 MPa e a temperatura é 50°C. Se a ordem de grandeza da taxa de transferência de calor do compressor para sua vizinhança é 5% da potência de entrada do compressor, determine a potência de entrada, em kW.

5.35 Dióxido de carbono gasoso é comprimido em estado estacionário de uma pressão de 20 lbf/in² e uma temperatura de 32°F até uma pressão de 50 lbf/in² e uma temperatura de 580°R. O gás entra no compressor através de um duto de 6 in de diâmetro com uma velocidade de 30 ft/s e sai com uma velocidade de 80 ft/s. A ordem de grandeza da taxa de transferência de calor do compressor para sua vizinhança é 20% da potência de entrada do compressor. Utilizando o modelo de gás ideal e desprezando os efeitos de energia potencial, determine a potência de entrada do compressor, em hp.

5.36 (CD-ROM)

5.37 (CD-ROM)

5.38 (CD-ROM)

5.39 Refrigerante 134a é comprimido em estado estacionário de 2,4 bar, 0°C, até 12 bar, 50°C. O refrigerante entra no compressor com uma vazão volumétrica de 0,38 m³/min e a potência de entrada para o compressor é 2,6 kW. Água de resfriamento circulando através da camisa d'água do compressor sofre um aumento de temperatura de 4°C da entrada para a saída com uma variação de pressão desprezível. A transferência de calor do lado externo da camisa d'água e todos os efeitos de energia cinética e potencial podem ser desprezados. Determine a vazão mássica da água de resfriamento, em kg/s.

5.40 Uma bomba aspira água uniformemente de um tanque a uma taxa de massa de 20 lb/s através de um tubo. Na entrada do tubo, a pressão é 14,7 lbf/in², a temperatura é 68°F e a velocidade é 10 ft/s. Na saída da bomba a pressão é 20 lbf/in², a temperatura é 68°F e a velocidade é 40 ft/s. A saída da bomba está localizada 50 ft acima do tubo de entrada. Determine a potência necessária da bomba, em Btu/s e hp. A aceleração local da gravidade é 32,0 ft/s². Despreze a transferência de calor.

5.41 Uma bomba fornece água uniformemente através de uma mangueira com um bocal na extremidade. A saída do bocal tem um diâmetro de 0,6 cm e está posicionada 10 m acima do tubo de entrada da bomba, que tem 1,2 cm de diâmetro. A pressão é de 1 bar na entrada e na saída e a temperatura é constante e igual a 20°C. A magnitude da potência de entrada fornecida à bomba é 1,5 kW e a aceleração da gravidade é $g = 9{,}81$ m/s². Determine a vazão mássica entregue pela bomba, em kg/s.

5.42 Uma bomba de óleo operando em estado estacionário fornece óleo a uma vazão mássica de 12 lb/s através de um tubo de 1 in de diâmetro. O óleo, que pode ser modelado como incompressível, tem uma massa específica de 100 lb/ft³ e sofre uma elevação de pressão da entrada para a saída de 40 lbf/in². Não há diferença de elevação significativa da entrada para a saída e a energia cinética de entrada é desprezível. A transferência de calor entre a bomba e sua vizinhança é desprezível e não há variação significativa de temperatura conforme o óleo passa através da bomba. Se as bombas são disponíveis com incrementos de 1/4 de hp, determine a potência em hp da bomba necessária para essa aplicação.

5.43 Refrigerante 134a entra em um trocador de calor operando em estado estacionário como vapor superaquecido a 10 bar, 60°C, onde ele é resfriado e condensado para líquido saturado a 10 bar. A vazão mássica do refrigerante é 10 kg/min. Uma corrente separada de ar entra no trocador de calor a 22°C, 1 bar e sai a 45°C, 1 bar. Desprezando a transferência de calor do lado externo do trocador de calor e desprezando os efeitos de energia potencial e cinética, determine a vazão mássica de ar, em kg/min.

5.44 (CD-ROM)

5.45 (CD-ROM)

5.46 Dióxido de carbono gasoso é aquecido conforme ele escoa em estado estacionário através de um tubo de 2,5 cm de diâmetro. Na entrada, a pressão é 2 bar, a temperatura é 300 K e a velocidade é 100 m/s. Na saída, a pressão e a velocidade são 0,9413 bar e 400 m/s, respectivamente. O gás pode ser tratado como um gás ideal com calor específico constante $c_p = 0{,}94$ kJ/kg · K. Desprezando os efeitos de energia potencial, determine a taxa de transferência de calor para o dióxido de carbono, em kW.

5.47 Um aquecedor de água de alimentação em uma usina termoelétrica a vapor opera em estado estacionário com o líquido entrando na entrada 1 com $T_1 = 40$°C e $p_1 = 7{,}0$ bar. Vapor d'água a $T_2 = 200$°C e $p_2 = 7{,}0$ bar entra na entrada 2. Água líquida saturada sai com uma pressão de $p_3 = 7{,}0$ bar. Desprezando a transferência de calor com a vizinhança e todos os efeitos de energia cinética e potencial, determine a razão entre as vazões mássicas, $\dot{m}_1/\dot{m}_2$.

5.48 Refrigerante 134a entra em um trocador de calor em um sistema de refrigeração operando em estado estacionário como vapor saturado a 0°F e sai a 20°F sem variação na pressão. Uma corrente separada de líquido de Refrigerante 134a passa em corrente contrária à corrente de vapor, entrando a 105°F, 160 lbf/in² e saindo a uma temperatura mais baixa sem sofrer queda de pressão. O lado externo do trocador de calor é bem isolado e as correntes têm vazões mássicas iguais. Desprezando os efeitos de energia cinética e potencial, determine a temperatura de saída da corrente de líquido, em °F.

5.49 (CD-ROM)

5.50 A Fig. P5.50 mostra um painel de um coletor solar com uma área superficial de 32 ft². O painel recebe energia do sol a uma taxa de 150 Btu/h por ft² da superfície do coletor. Trinta e seis por cento da energia recebida são perdidos para a vizinhança. O restante é utilizado para aquecer água líquida de 110 para 140°F. A água passa através do coletor solar com uma queda

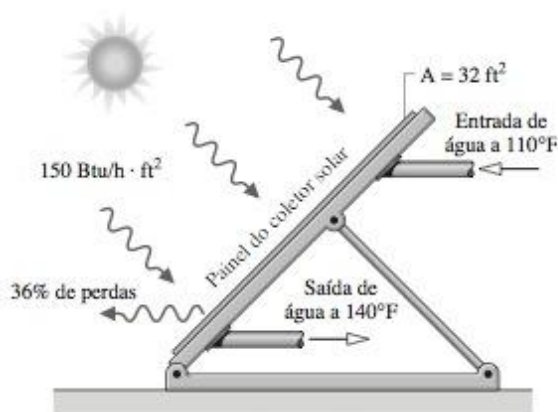



Figura P5.50

de pressão desprezível. Desprezando os efeitos de energia cinética e potencial, determine em estado estacionário a vazão mássica de água, em lb/min. Quantos galões de água a 140°F oito coletores podem fornecer em um período de 30 min?

5.51 (CD-ROM)

5.52 Um aquecedor de água de alimentação opera em estado estacionário com água líquida entrando em 1 a 7 bar, 42°C e uma vazão mássica de 70 kg/s. Uma corrente separada de água entra em 2 como uma mistura bifásica líquido-vapor a 7 bar com um título de 98%. Líquido saturado a 7 bar sai do aquecedor de água de alimentação na saída 3. Desprezando a transferência de calor com a vizinhança e os efeitos de energia cinética e potencial, determine a vazão mássica, em kg/s, na entrada 2.

5.53 A Fig. P5.53 mostra os dados para uma região do duto de um sistema de ventilação operando em estado estacionário. Ar escoa através dos dutos com transferência de calor desprezível para a vizinhança e a pressão é bem próxima de 1 atm. Determine a temperatura do ar na saída, em °F, e o diâmetro de saída, em ft.

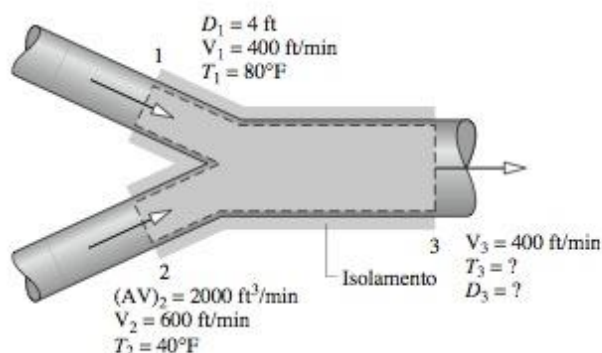



Figura P5.53

5.54 Os componentes eletrônicos de um computador consomem 0,1 kW de potência elétrica. Para evitar o superaquecimento, ar de resfriamento é fornecido por um ventilador de 25 W montado na entrada do gabinete. Em estado estacionário, ar entra no ventilador a 20°C, 1 bar e sai do gabinete a 35°C. Não ocorre transferência de calor significativa da superfície externa do gabinete para a vizinhança e os efeitos de energia cinética e potencial podem ser desprezados. Determine a vazão volumétrica de ar entrando, em m^3/s.

5.55 (CD-ROM)

5.56 Conforme mostrado na Fig. P5.56, componentes eletrônicos montados sobre uma placa plana são resfriados por ar escoando sobre a superfície superior e por água líquida circulando através de um tubo em forma de U fixado à placa. Em estado estacionário, água entra no tubo a 20°C e uma velocidade de 0,4 m/s e sai a 24°C com variação na pressão desprezível. Os componentes eletrônicos recebem 0,5 kW de potência elétrica. A taxa de transferência de calor da parte superior da placa com os componentes eletrônicos é estimada em 0,08 kW. Os efeitos de energia cinética e potencial podem ser desprezados. Determine o diâmetro do tubo, em cm.

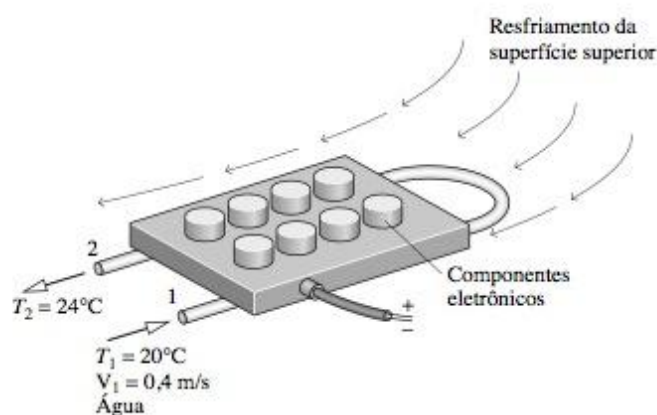



Figura P5.56

5.57 (CD-ROM)

5.58 Refrigerante 134a entra em uma válvula de expansão de um sistema de refrigeração a uma pressão de 1,2 MPa e uma temperatura de 38°C e sai a 0,24 MPa. Se o refrigerante passa por um processo de estrangulamento, qual é o título do refrigerante saindo da válvula de expansão?

5.59 Um grande tubo transporta vapor como uma mistura bifásica líquido-vapor a 1,0 MPa. Uma pequena quantidade é removida através de um calorímetro de estrangulamento, onde ela passa por um processo de estrangulamento para uma pressão de saída de 0,1 MPa. Para qual faixa de temperaturas de saída, em °C, o calorímetro pode ser utilizado para determinar o título do vapor no tubo? Qual é a faixa correspondente dos valores do título do vapor?

5.60 (CD-ROM)

5.61 (CD-ROM)

5.62 Conforme mostrado na Fig. P5.62, uma turbina a vapor em estado estacionário é operada com carga reduzida se estrangular o vapor para uma pressão inferior antes de ele entrar na turbina. Antes do estrangulamento, a pressão e a temperatura são, respectivamente, 200 lbf/in^2 e 600°F. Após o estrangulamento, a pressão é 120 lbf/in^2. Na saída da turbina, o vapor encontra-se a 1 lbf/in^2 e um título de 90%. A transferência de calor para a vizinhança e todos os efeitos de energia cinética e potencial podem ser desprezados. Determine:

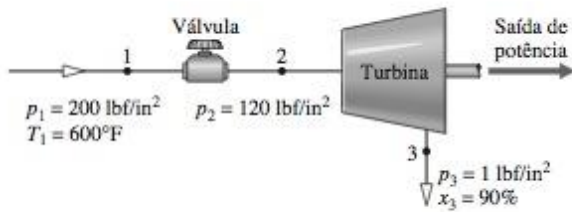



Figura P5.62

(a) a temperatura na entrada da turbina, em °F;
(b) a potência desenvolvida pela turbina, em Btu por lb de vapor escoando.

5.63 Refrigerante 134a entra em uma câmara de reevaporação mostrada na Fig. P5.63 operando em estado estacionário, a 10 bar, 36°C, com uma vazão mássica de 482 kg/h. Líquido saturado e vapor saturado saem como correntes separadas, cada uma a 4 bar. A transferência de calor para a vizinhança e os efeitos de energia cinética e potencial podem ser desprezados. Determine as vazões mássicas das correntes de saída, em kg/h.

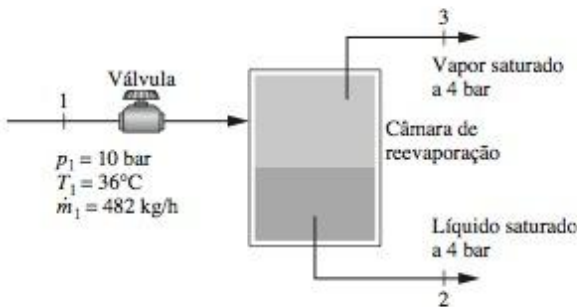



Figura P5.63

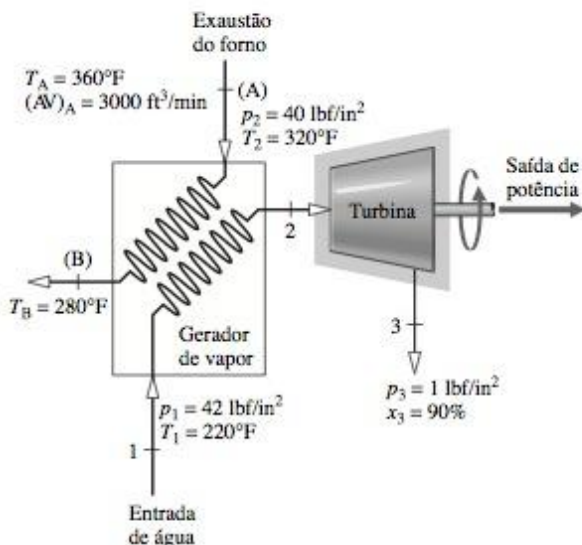
5.64 Em estado estacionário, água entra no recuperador de calor do gerador a vapor, mostrado na Fig. P5.64, a 42 lbf/in², 220°F e sai a 40 lbf/in², 320°F. O vapor segue então para a turbina da qual ele sai a 1 lbf/in² e com um título de 90%. Ar de exaustão do forno entra no gerador de vapor a 360°F, 1 atm, com uma vazão volumétrica de 3000 ft³/min e sai a 280°F, 1 atm. Despreze toda a perda por transferência de calor para a vizinhança e todos os efeitos de energia cinética e potencial.

(a) Determine a potência desenvolvida pela turbina, em hp.
(b) Calculando a energia produzida a 8 centavos por kW · h, determine seu valor, em $/ano, para 8000 horas de operação anuais e comente.

Figura P5.64

5.65 Ar escoa como um gás ideal através do arranjo de turbina e trocador de calor mostrado na Fig. P5.65. Os dados para as duas correntes de escoamento são mostrados na figura. A transferência de calor para a vizinhança pode ser desprezada, assim como todos os efeitos de energia cinética e potencial. Determine T_3, em K, e a potência de saída da segunda turbina, em kW, em estado estacionário.

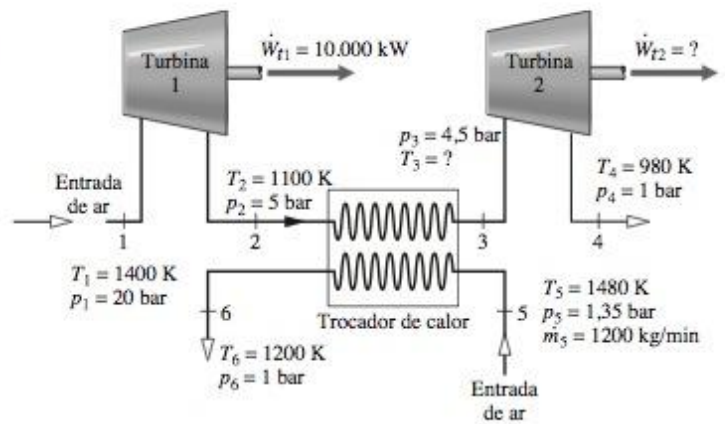



Figura P5.65

5.66 (CD-ROM)

5.67 (CD-ROM)

5.68 Uma instalação de potência simples de turbina a gás operando em estado estacionário é ilustrada esquematicamente na Fig. P5.68. A instalação consiste em um compressor de ar montado no mesmo eixo da turbina. Os dados relevantes são fornecidos na figura. Os efeitos de energia cinética e potencial são desprezíveis e o compressor e a turbina operam adiabaticamente. Utilizando o modelo de gás ideal, determine a potência sugerida pelo compressor e a potência líquida desenvolvida, em hp.

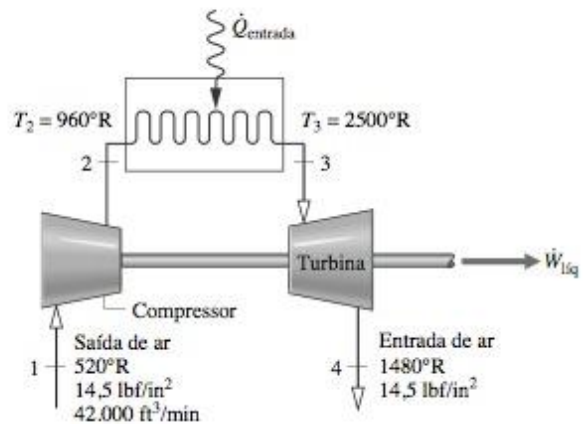



Figura P5.68

Segunda Lei da Termodinâmica

Introdução...

Na apresentação até este momento foi considerada a análise termodinâmica utilizando os princípios da conservação de massa e da conservação da energia juntamente com as relações entre as propriedades. Nos Caps. 3 a 5 esses fundamentos foram aplicados a situações de complexidade crescente. Contudo os princípios de conservação nem sempre são suficientes, e freqüentemente a segunda lei da termodinâmica faz-se também necessária para a análise termodinâmica. O ***objetivo*** deste capítulo é apresentar a segunda lei da termodinâmica. Uma série de deduções que podem ser denominadas corolários da segunda lei da termodinâmica também será considerada, incluindo limites de desempenho de ciclos termodinâmicos. A apresentação corrente fornece a base para desenvolvimentos subseqüentes envolvendo a segunda lei no Cap. 7.

objetivo do capítulo

6.1 Introduzindo a Segunda Lei

Os objetivos da presente seção são (1) motivar a necessidade e a utilidade da segunda lei e (2) introduzir enunciados da segunda lei que sirvam como ponto de partida para sua aplicação.

6.1.1 Motivação da Segunda Lei

A experiência diária mostra que existe uma direção definida para os processos *espontâneos*. Este fato pode ser mostrado considerando a Fig. 6.1. O ar mantido a uma alta pressão p_i no interior de um tanque fechado poderia escoar espontaneamente para a vizinhança a uma pressão mais baixa p_0 se a válvula de interconexão fosse aberta. Finalmente, o movimento do fluido cessaria e todo o ar estaria com a mesma pressão da vizinhança. Baseado na experiência deve estar claro que o processo *inverso* não ocorreria *espontaneamente*, mesmo que a energia pudesse ser conservada: o ar não retornaria espontaneamente da vizinhança a p_0 para o interior do tanque, retornando a pressão ao seu valor inicial. A condição inicial pode ser restabelecida, mas não em um processo espontâneo. Um equipamento auxiliar, como um compressor de ar, seria necessário para retornar o ar para o tanque e restabelecer a pressão inicial do ar.

A ilustração sugere que nem todos os processos consistentes com o princípio da conservação podem ocorrer. Geralmente, um balanço de energia por si só não permite indicar a direção preferencial e nem fazer a distinção entre os processos que podem ocorrer e os que não podem. Em casos simples, como o considerado, a experiência pode ser usada para deduzir se um processo particular espontâneo ocorre e quais

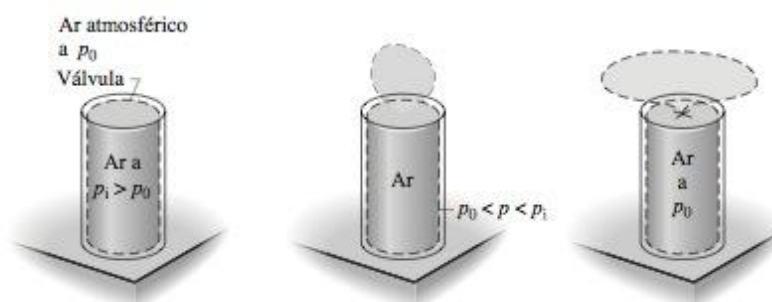



Figura 6.1 Ilustração de uma expansão espontânea e do alcance final do equilíbrio com a vizinhança.

seriam suas direções. Para casos mais complexos, nos quais a experiência é deficiente ou incerta, um princípio de orientação pode ser útil. Este é fornecido pela *segunda lei*.

As discussões anteriores também indicam que, quando abandonados, os sistemas tendem a experimentar mudanças espontâneas até que uma condição de equilíbrio seja alcançada, internamente e com sua vizinhança. Em alguns casos o equilíbrio é alcançado rapidamente, em outros ele é alcançado lentamente. Por exemplo, algumas reações químicas atingem o equilíbrio em frações de segundo; um cubo de gelo requer poucos minutos para derreter; e pode levar anos para uma barra de ferro enferrujar completamente. Seja o processo rápido ou lento, ele deve obviamente satisfazer a conservação da energia. Entretanto, apenas isso é insuficiente para determinar o estado final de equilíbrio. Um outro princípio geral é necessário. Este é fornecido pela *segunda lei*.

Explorando o processo espontâneo mostrado na Fig. 6.1, é possível, em princípio, desenvolver trabalho à medida que o equilíbrio seja atingido: em vez de permitir que o ar se expanda sem objetivo para a vizinhança a baixa pressão, o fluxo poderia passar através de uma turbina desenvolvendo trabalho. Assim sendo, nesse caso há uma possibilidade de desenvolvimento de trabalho que poderia não ser completado em uma expansão não controlada. Reconhecendo essa possibilidade para realizar trabalho, podemos propor duas questões:

- Qual é o máximo valor teórico do trabalho e como ele poderia ser obtido?
- Quais fatores poderiam impedir a realização do trabalho máximo?

A existência de um valor máximo está plenamente de acordo com a experiência, uma vez que se fosse possível desenvolver um trabalho ilimitado, poucas preocupações seriam manifestadas acerca de nossas reservas de combustível cada vez menores. Também está de acordo com a experiência a idéia de que mesmo os melhores dispositivos estariam sujeitos a fatores, como atrito, os impediriam de atingir o máximo trabalho teórico. A segunda lei da termodinâmica fornece os meios para a determinação que deste máximo teórico e permite avaliar quantitativamente os fatores que impedem de se obter este máximo.

Resumo. As discussões precedentes podem ser resumidas observando-se que a segunda lei e as deduções a partir dela são úteis porque fornecem meios para

1. previsão da direção dos processos;
2. estabelecimento das condições de equilíbrio;
3. determinação do melhor desempenho *teórico* dos ciclos, motores e outros equipamentos;
4. avaliação quantitativa dos fatores que impedem a obtenção do melhor nível de desempenho teórico;
   A utilização adicional da segunda lei inclui seu papel em
5. definir uma escala de temperatura independente das propriedades de qualquer substância termométrica;
6. desenvolver meios para a avaliação das propriedades tais como u e h em função das propriedades que são mais fáceis de obter experimentalmente.

Cientistas e engenheiros encontraram muitas outras aplicações da segunda lei e das deduções a partir dela. Ela também tem sido utilizada em economia, filosofia e outras áreas distantes da engenharia termodinâmica.

Os seis pontos listados podem ser vistos como aspectos da segunda lei da termodinâmica e não como idéias independentes e não relacionadas. Entretanto, dada a variedade destas áreas de aplicação, é fácil entender por que não há um enunciado simples da segunda lei que contemple claramente cada uma delas. Há diversas formulações alternativas, ainda que equivalentes, da segunda lei. Na próxima seção, dois enunciados equivalentes da segunda lei serão apresentados como um *ponto de partida* para nosso estudo da segunda lei e de suas conseqüências. Embora a relação exata entre essas formulações particulares e cada um dos aspectos da segunda lei aqui listados possa não ser imediatamente perceptível, todos os aspectos apresentados podem ser obtidos por deduções partindo dessas formulações ou de seus corolários. É importante acrescentar que, em cada exemplo em que uma conseqüência da segunda lei tenha sido testada direta ou indiretamente através de experimentos, ela foi infalivelmente confirmada. Dessa forma, a base da segunda lei da termodinâmica, como qualquer outra lei física, é a evidência experimental.

6.1.2 Enunciados da Segunda lei

Dentre muitos enunciados alternativos da segunda lei, dois são freqüentemente utilizados em termodinâmica aplicada à engenharia. Eles são chamados de enunciados de *Clausius* e *Kelvin-Planck*. O objetivo desta seção

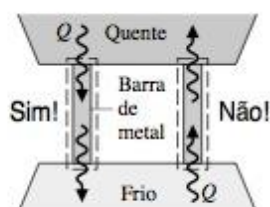
é apresentar esses dois enunciados equivalentes da segunda lei. A equivalência dos enunciados de Clausius e Kelvin-Planck pode ser verificada mostrando-se que a violação de um deles implica a violação do outro.

Enunciado de Clausius da Segunda Lei

enunciado de Clausius

O ***enunciado de Clausius*** da segunda lei diz que: *É impossível para qualquer sistema operar de tal forma que o único resultado seja a transferência de energia sob a forma de calor de um corpo mais frio para um corpo mais quente*.

O enunciado de Clausius não elimina a possibilidade de transferência de energia sob a forma de calor de um corpo mais frio para um corpo mais quente, uma vez que isso é exatamente o que os refrigeradores e bombas de calor fazem. Entretanto, como as palavras "único resultado" no enunciado sugerem, quando uma transferência de calor de um corpo mais frio para um corpo mais quente ocorre, deve existir algum *outro efeito* no interior do sistema que acompanha a transferência de calor, sua vizinhança, ou ambos. Se o sistema opera em um ciclo termodinâmico, seu estado inicial é restabelecido após cada ciclo, logo o único local que deve ser examinado para tais *outros* efeitos é a sua vizinhança. ***Por Exemplo...*** a refrigeração de alimentos é realizada por refrigeradores movidos a motores elétricos que necessitam de trabalho de sua vizinhança para operar. O enunciado de Clausius indica que é impossível construir um ciclo de refrigeração que opere sem um aporte de trabalho. ▲

Enunciado de Kelvin-Planck da Segunda Lei

reservatório térmico

Antes de apresentar o enunciado de Kelvin-Planck da segunda lei, o conceito de ***reservatório térmico*** será introduzido. Um reservatório térmico, ou simplesmente um reservatório, é um tipo especial de sistema que sempre mantém uma temperatura constante mesmo que seja adicionada ou removida energia através de transferência de calor. Um reservatório é, de fato, uma idealização, mas tal sistema pode ser aproximado de inúmeras maneiras — pela atmosfera da Terra, grandes corpos de água (lagos, oceanos), um grande bloco de cobre etc. As propriedades extensivas de um reservatório térmico, como a energia interna, podem variar nas interações com outros sistemas ainda que a temperatura do reservatório se mantenha constante.

enunciado de Kelvin-Planck

Tendo introduzido o conceito de reservatório térmico, daremos o ***enunciado de Kelvin-Planck***: *É impossível para qualquer sistema operar em um ciclo termodinâmico e fornecer uma quantidade líquida de energia através de trabalho para sua vizinhança enquanto recebe energia por transferência de calor de um único reservatório térmico*. O enunciado de Kelvin-Planck não elimina a possibilidade de o sistema desenvolver uma quantidade líquida de trabalho a partir da transferência de calor de um único reservatório térmico. Ele apenas nega essa possibilidade se o sistema percorrer um ciclo termodinâmico.

O enunciado de Kelvin-Planck pode ser expresso analiticamente. Para desenvolver isso, estudemos um sistema submetido a um ciclo enquanto troca energia por transferência de calor com um *único* reservatório. A primeira e segunda leis impõem restrições:

Sistema submetido a um ciclo termodinâmico

- Uma restrição é imposta pela primeira lei sobre o trabalho líquido e a transferência de calor entre o sistema e sua vizinhança. Conforme o balanço de energia do ciclo, Eq. 3.15

$$W_{ciclo} = Q_{ciclo}$$

  Em palavras, o trabalho líquido efetuado pelo sistema submetido a um ciclo é igual à transferência líquida de calor para o sistema. Embora o balanço de energia do ciclo permita que o trabalho líquido W_{ciclo} seja positivo ou negativo, a segunda lei impõe uma restrição quanto a sua direção, conforme considerado a seguir.
- De acordo com o enunciado de Kelvin-Planck, um sistema submetido a um ciclo ao mesmo tempo termicamente em contato com um único reservatório *não pode* fornecer uma quantidade líquida de trabalho para sua vizinhança. Isto é, o trabalho líquido do ciclo *não pode ser positivo*. Entretanto, o enunciado de Kelvin-Planck não elimina a possibilidade de haver uma transferência de energia de trabalho líquido *para* o sistema durante o ciclo ou de que o trabalho líquido seja zero. Então a ***forma analítica do enunciado de Kelvin-Planck*** é

forma analítica: enunciado de Kelvin-Planck

$$W_{ciclo} \leq 0 \qquad \text{(único reservatório)} \tag{6.1}$$

As palavras *único reservatório* na Eq. 6.1 enfatizam que o sistema se comunica termicamente apenas com um único reservatório à medida que seu ciclo é efetuado. Pode ser demonstrado que os sinais "menor que" e "igual a", da Eq. 6.1, correspondem à presença e à ausência de *irreversibilidades internas*, respectivamente. O conceito de irreversibilidades será considerado a seguir.

6.2 Identificando as Irreversibilidades

Uma das importantes utilidades da segunda lei da termodinâmica na engenharia é a determinação do melhor desempenho teórico do sistema. Através da comparação do desempenho real com o melhor desempenho teórico, é possível vislumbrar o potencial para melhorias. Como pode ser deduzido, o melhor desempenho é avaliado em termos de processos idealizados. Nesta seção, tais processos idealizados serão introduzidos e diferenciados dos processos reais envolvendo *irreversibilidades*.

Um processo é dito ***irreversível*** se o sistema e todas as partes de sua vizinhança não puderem retornar exatamente para seus estados iniciais respectivos após o processo ter ocorrido. Um processo é ***reversível*** se o sistema e a sua vizinhança puderem retornar para seus estados iniciais. Processos irreversíveis são o objetivo da discussão presente. O processo reversível é considerado novamente mais adiante nesta seção.

processos irreversíveis e reversíveis

Um sistema que foi submetido a um processo irreversível não é necessariamente impedido de retornar para o seu estado inicial. Entretanto, se o sistema retornasse para o seu estado inicial, poderia não ser possível também retornar a vizinhança para o estado inicial. Fica evidente da discussão do enunciado de Clausius da segunda lei que qualquer processo envolvendo uma transferência de calor espontânea de um corpo mais quente para um corpo mais frio é irreversível. Caso contrário, poderia ser possível retornar sua energia de um corpo mais frio para um corpo mais quente sem nenhum outro efeito dentro dos dois corpos ou sua vizinhança. Entretanto, essa possibilidade contraria nossa experiência e é negada pelo enunciado de Clausius. Outros tipos de processos envolvendo outros tipos de eventos espontâneos são irreversíveis, como a expansão não resistida de um gás considerada na Fig. 6.1. Atrito, resistência elétrica, histerese e deformação inelástica são exemplos de efeitos cuja presença durante um processo o tornam irreversíveis.

Em resumo, os processos normalmente irreversíveis incluem uma ou mais das seguintes ***irreversibilidades***:

irreversibilidades

1. Transferência de calor através de uma diferença finita de temperatura.
2. Expansão não resistida de um gás ou um líquido até uma pressão mais baixa.
3. Reação química espontânea.
4. Mistura espontânea de matéria em estados ou composições diferentes.
5. Atrito — atrito de deslizamento, bem como atrito no escoamento de fluidos.
6. Corrente elétrica através de uma resistência.
7. Magnetização ou polarização com histerese.
8. Deformação inelástica.

Embora a lista não esteja completa, ela sugere que *todos os processos reais são irreversíveis*. Isto é, todos os processos envolvem efeitos como aqueles listados, seja ele um processo de ocorrência natural ou envolvendo um dispositivo de nossa construção, do mais simples mecanismo ao maior complexo industrial. O termo "irreversibilidade" é utilizado para identificar qualquer um desses efeitos. A lista dada previamente compreende umas poucas irreversibilidades que são comumente encontradas.

À medida que um sistema é submetido a um processo, as irreversibilidades podem ser encontradas dentro do sistema, bem como na sua vizinhança, embora em certas ocorrências elas possam ser localizadas predominantemente em um lugar ou outro. Para muitas análises é conveniente dividir as irreversibilidades presentes em duas classes. ***Irreversibilidades internas*** são aquelas que ocorrem no interior do sistema. ***Irreversibilidades externas*** são aquelas que ocorrem na vizinhança, freqüentemente na vizinhança imediata. Como essa distinção depende somente da localização da fronteira, há algumas arbitrariedades na classificação, estendendo-se a fronteira para atingir uma parte da vizinhança, todas as irreversibilidades se tornam "internas". Entretanto, conforme mostrado pelo desenvolvimento subseqüente, essa distinção entre irreversibilidades é freqüentemente útil.

irreversibilidades internas e externas

Os engenheiros devem ser capazes de reconhecer irreversibilidades, avaliar sua influência e desenvolver meios práticos para reduzi-las. Entretanto, certos sistemas, como freios, dependem do efeito do atrito ou outras irreversibilidades na sua operação. A necessidade de encontrar taxas rentáveis de produção, altas taxas de transferência de calor, acelerações rápidas etc. determina invariavelmente a presença de irreversibilidades importantes. Além disso, irreversibilidades são toleradas em algum grau em todo tipo de sistema porque as mudanças no projeto e a operação necessária para reduzi-las seriam demasiadamente caras. Em concordância, embora a melhora do desempenho termodinâmico possa vir acompanhada da redução das irreversibilidades, os passos tomados nessa direção são restringidos por um número de fatores práticos geralmente relacionados a custos.

Por Exemplo... considere dois corpos com temperaturas diferentes que podem estar em contato térmico. Com uma diferença *finita* de temperatura entre eles, uma transferência de calor espontânea ocorreria e, con-

forme discutido anteriormente, ela poderia ser uma fonte de irreversibilidade. Deve-se esperar que a importância desta irreversibilidade diminua à medida que a diferença de temperatura seja pequena, como neste caso. À medida que a diferença de temperatura entre os corpos se aproxima de zero, a transferência de calor tende a ser reversível. A partir do estudo da transferência de calor (Seção 15.1), sabe-se que a transferência de uma quantidade finita de energia por calor entre corpos cujas temperaturas diferem ligeiramente poderia requerer um tempo considerável, uma área maior de transferência de calor (maior custo), ou ambos. Para aproximar a reversibilidade, portanto, uma transferência de calor poderia requerer uma quantidade infinita de tempo e/ou uma área infinita. ▲

PROCESSO INTERNAMENTE REVERSÍVEL

processos internamente reversíveis

Em um processo irreversível, as irreversibilidades estão presentes dentro do sistema, na vizinhança ou em ambos. Um processo reversível é aquele no qual não há irreversibilidades interna ou externa. Um ***processo internamente reversível*** é aquele no qual *não há irreversibilidades dentro do sistema*. Porém, as irreversibilidades podem estar localizadas na vizinhança, como na situação em que há transferência de calor entre uma parte da fronteira que está a uma temperatura e a vizinhança que está em outra.

Para todo estado intermediário de um processo internamente reversível de um sistema fechado, todas as propriedades intensivas são uniformes em cada fase presente. Isto é, a temperatura, pressão, volume específico e outras propriedades intensivas que não variam com a posição. Se houver uma variação espacial de temperatura, diz-se que há uma tendência a ocorrer uma transferência de energia espontânea *dentro* do sistema na direção do decréscimo da temperatura. Para reversibilidade, portanto, nenhum processo espontâneo pode estar presente. Partindo dessas considerações, pode-se concluir que o processo internamente reversível consiste em uma série de estados de equilíbrio: é um processo em quase-equilíbrio. Para evitar que tenhamos dois termos que se refiram à mesma coisa, em discussões subseqüentes iremos nos referir a *qualquer* destes processos como sendo um processo internamente reversível.

O uso do conceito de processo internamente reversível em termodinâmica é comparável a idealizações feitas em mecânica: massa pontual, polias sem atrito, vigas rígidas etc. Da mesma forma que esses termos são utilizados em mecânica para simplificar a análise e chegar-se a um modelo tratável, modelos termodinâmicos simples de situações complexas podem ser obtidos através do uso de processos internamente reversíveis. Cálculos iniciais baseados em processos internamente reversíveis poderiam ser ajustados com eficiências ou fatores de correção para obter estimativas razoáveis do desempenho real sob várias condições de operação. Os processos internamente reversíveis também são úteis na determinação do melhor desempenho termodinâmico de sistemas.

O conceito de processos internamente reversíveis pode ser empregado para refinar a definição de um reservatório térmico introduzido na Seção 6.1.2. Em discussões subseqüentes iremos supor que nenhuma irreversibilidade interna está presente no interior de um reservatório térmico. Assim sendo, cada processo de um reservatório térmico é um processo internamente reversível.

6.3 APLICANDO A SEGUNDA LEI A CICLOS TERMODINÂMICOS

Diversas aplicações importantes da segunda lei relacionadas a ciclos motores e ciclos de refrigeração e bomba de calor serão apresentadas nesta seção. Essas aplicações ampliam nosso entendimento de implicações da segunda lei e fornecem a base para deduções importantes da segunda lei apresentadas nas seções subseqüentes. A familiaridade com os ciclos termodinâmicos é necessária, e recomendamos que você reveja a Seção 3.7, onde são considerados sob uma perspectiva de energia, ou primeira lei, e a eficiência térmica dos ciclos motores e coeficientes de desempenho para os ciclos de refrigeração e bombas de calor são apresentados.

6.3.1 CICLOS DE POTÊNCIA INTERAGINDO COM DOIS RESERVATÓRIOS

Uma limitação significativa no desempenho de sistemas submetidos a ciclos de potência pode ser oriunda da utilização do enunciado de Kelvin-Planck da segunda lei. Considere a Fig. 6.2, que mostra um sistema que executa um ciclo operando entre *dois* reservatórios térmicos em contato, um reservatório quente e um reservatório frio e desenvolvendo um trabalho líquido W_{ciclo}. A eficiência térmica do ciclo é

$$\eta = \frac{W_{ciclo}}{Q_H} = 1 - \frac{Q_C}{Q_H} \tag{6.2}$$

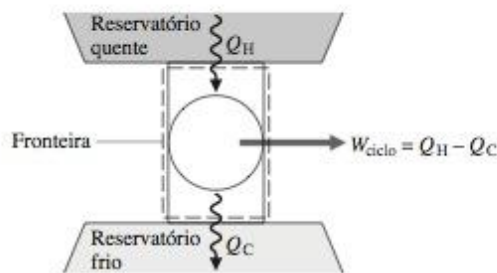



Figura 6.2 Sistema submetido a um ciclo de potência durante a troca de energia por transferência de calor com dois reservatórios.

onde Q_H é a quantidade de energia recebida pelo sistema do reservatório quente por transferência de calor e Q_C é a quantidade de energia transferida do sistema para o reservatório frio por transferência de calor. As energias transferidas assinaladas na Fig. 6.2 estão nas direções indicadas pelas setas.

Se o valor de Q_C fosse zero, o sistema da Fig. 6.2 retiraria energia Q_H do reservatório quente e produziria uma igual quantidade de trabalho, enquanto percorresse um ciclo. A eficiência térmica de tal ciclo poderia ter um valor unitário (100%). Entretanto, esse método de operação violaria o enunciado de Kelvin-Planck e então não seria permitido. Segue-se que, para qualquer sistema executando um ciclo de potência operando entre dois reservatórios, somente uma parte da transferência de calor Q_H pode ser obtida como trabalho e o restante, Q_C, deve ser descarregado por transferência de calor para o reservatório frio. Isto é, a eficiência térmica deve ser menor do que 100%. Para chegar a essa conclusão *não* foi necessário (1) identificar a natureza da substância contida no sistema, (2) especificar a série exata de processos que efetuam o ciclo, ou (3) indicar se os processos são reais ou de alguma forma idealizados. A conclusão de que a eficiência térmica deve ser menor do que 100% se aplica para *todos* os ciclos de potência independentes dos seus detalhes de operação. Isso pode ser considerado como um corolário da segunda lei. Seguem outros corolários.

Corolário de Carnot. Como nenhum ciclo de potência pode possuir uma eficiência térmica de 100%, é de interesse investigar a eficiência teórica máxima. A eficiência teórica máxima para sistemas submetidos a ciclos de potência operando entre dois reservatórios a diferentes temperaturas será avaliada na Seção 6.4 em relação aos dois corolários seguintes da segunda lei, chamados de ***corolários de Carnot.***

corolários de Carnot

- *A eficiência térmica de um ciclo de potência irreversível é sempre menor do que a eficiência térmica de um ciclo de potência reversível quando operando entre os mesmos reservatórios térmicos.*
- *Todos os ciclos de potência reversíveis operando entre os mesmos reservatórios térmicos possuem a mesma eficiência térmica.*

Um ciclo é considerado *reversível* quando não há irreversibilidades no sistema à medida que ele percorre o ciclo e as transferências de calor entre o sistema e os reservatórios ocorrem reversivelmente.

A idéia básica do primeiro corolário de Carnot está em concordância com o que se espera com base na discussão da segunda lei. Quer dizer, a presença de irreversibilidades durante a execução de um ciclo determina uma violação. Se dois sistemas operam entre os mesmos reservatórios, cada um recebendo a mesma quantidade de energia Q_H, e um deles executa um ciclo reversível enquanto o outro executa um ciclo irreversível, é intuitivo que o trabalho líquido desenvolvido pelo ciclo irreversível será menor e ele terá assim uma menor eficiência térmica.

O segundo corolário de Carnot refere-se somente a ciclos reversíveis. Todos os processos de um ciclo reversível são perfeitamente executados. Desta forma, se dois ciclos reversíveis operando entre os mesmos reservatórios, cada um recebendo a mesma quantidade de energia Q_H, mas um deles produzindo mais trabalho do que o outro, isto somente poderia resultar de uma seleção mais vantajosa da substância que compõe o sistema (o ar poderia ser melhor do que o vapor) *ou* a série de processos que constituem o ciclo (processos sem fluido poderiam ser preferidos aos processos com fluido). Esse corolário nega ambas as possibilidades e indica que os ciclos devem ter a mesma eficiência independente da escolha da substância de trabalho ou da série de processos.

Os dois corolários de Carnot podem ser demonstrados utilizando o enunciado de Kelvin-Planck da segunda lei (CD-ROM).

6.3.2 Ciclos de Refrigeração e Bomba de Calor Interagindo com Dois Reservatórios

A segunda lei da termodinâmica coloca limites na eficácia de ciclos de refrigeração e bombas de calor, bem como para os ciclos de potência. Considere a Fig. 6.4, que mostra um sistema submetido a um ciclo operando entre dois reservatórios, um quente e um outro reservatório frio. As transferências de energia mostradas na figura estão nas direções indicadas pelas setas. De acordo com o princípio da conservação da energia, o ciclo descarrega energia Q_H por transferência de calor para o reservatório quente igual à soma da energia recebida Q_C por transferência de calor do reservatório frio e a entrada de trabalho líquido. Esse ciclo pode ser um ciclo de refrigeração ou um ciclo de bomba de calor, dependendo de sua função ser remover energia Q_C do reservatório frio ou entregar energia Q_H para o reservatório quente.

Para um ciclo de refrigeração o coeficiente de desempenho é

$$\beta = \frac{Q_C}{W_{ciclo}} = \frac{Q_C}{Q_H - Q_C} \tag{6.3}$$

O coeficiente de desempenho para um ciclo de bomba de calor é

$$\gamma = \frac{Q_H}{W_{ciclo}} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_C} \tag{6.4}$$

Como o trabalho líquido do ciclo W_{ciclo} tende a zero, os coeficientes de desempenho dados pelas Eqs. 6.3 e 6.4 tendem a infinito. Se W_{ciclo} fosse identicamente nulo, o sistema da Fig. 6.4 poderia retirar energia Q_C de um reservatório frio e entregar energia Q_C para o reservatório quente, enquanto percorresse um ciclo. Entretanto, essa forma de operação violaria o enunciado de Clausius da segunda lei e assim não é permitido. Segue-se que esses coeficientes de desempenho devem ser invariavelmente de valor finito. Isso pode ser considerado como outro corolário da segunda lei. Outros corolários se seguem:

Corolários para Ciclos de Refrigeração e Bomba de Calor. O coeficiente de desempenho teórico máximo para sistemas percorrendo ciclos de refrigeração e bombas de calor operando entre dois reservatórios a diferentes temperaturas serão avaliados na Seção 6.4 em relação aos seguintes corolários da segunda lei:

- *O coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração irreversível é sempre menor do que o coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração reversível quando operando entre os mesmos reservatórios térmicos.*
- *Todos os ciclos de refrigeração reversíveis operando entre os mesmos reservatórios térmicos possuem o mesmo coeficiente de desempenho.*

Substituindo o termo *refrigeração* por *bomba de calor*, obtemos corolários em função dos ciclos de bombas de calor.

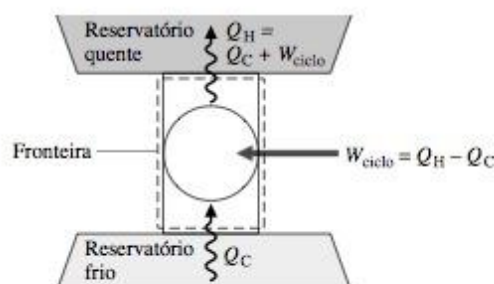



Figura 6.4 Sistema percorrendo a um ciclo de refrigeração ou bomba de calor durante a troca de energia por transferência de calor com dois reservatórios.

6.4 Medidas de Eficácia Máxima para Ciclos Operando entre Dois Reservatórios

Os resultados da Seção 6.3 estabelecem limites superiores teóricos para o desempenho de ciclos de potência, refrigeração e bomba de calor que se comunicam termicamente com dois reservatórios. Serão desen-

volvidas nesta seção expressões para a eficiência térmica teórica *máxima* de ciclos de potência e coeficientes de desempenho teóricos *máximos* de ciclos de refrigeração e bomba de calor, utilizando-se a escala Kelvin de temperatura definida a seguir.

6.4.1 Definindo a Escala Kelvin de Temperatura

Sabemos a partir do segundo corolário de Carnot que todos os ciclos de potência reversíveis operando entre dois reservatórios possuem a mesma eficiência térmica, independente da natureza da substância de trabalho que executa o ciclo do sistema ou da série de processos. Como a eficiência é independente desses fatores, seu valor pode ser relacionado apenas à natureza dos reservatórios. Observando que é a diferença na *temperatura* entre os dois reservatórios que fornece a força motriz para a transferência de calor entre eles e dessa forma para a produção de trabalho durante o ciclo, concluímos que a eficiência do ciclo motor reversível depende *apenas* das temperaturas dos dois reservatórios.

Da Eq. 6.2 segue-se também que para tais ciclos de potência reversíveis a razão de transferência de calor Q_C/Q_H depende apenas das temperaturas dos reservatórios. Essa conclusão fornece a base para a definição de uma escala termodinâmica de temperatura independente das propriedades de qualquer substância.

A escala termodinâmica de temperatura denominada *escala Kelvin* é definida tal que a razão entre duas temperaturas seja a mesma razão das transferências de calor absorvido e rejeitado, respectivamente, por um sistema percorrendo um ciclo reversível operando entre dois reservatórios a essas temperaturas. Isto é, a ***escala Kelvin*** é baseada em

$$\left(\frac{Q_C}{Q_H}\right)_{\substack{\text{ciclo}\\\text{rev}}} = \frac{T_C}{T_H} \tag{6.5}$$

escala Kelvin

onde "ciclo rev" enfatiza que a expressão se aplica somente para sistemas percorrendo ciclos reversíveis operando entre dois reservatórios térmicos a T_C e T_H.

Se um ciclo de potência reversível fosse operado na direção oposta como um ciclo de refrigeração ou bomba de calor, as magnitudes das transferências de energia Q_C e Q_H deveriam permanecer as mesmas, mas as transferências de energia estariam na direção oposta. Dessa forma, a Eq. 6.5 se aplica a cada tipo de ciclo considerado até agora, desde que o sistema percorrendo o ciclo opere entre dois reservatórios térmicos e o ciclo seja reversível.

6.4.2 Ciclos de Potência

A substituição da Eq. 6.5 na Eq. 6.2 resulta em uma expressão para a eficiência térmica de um sistema que percorre um *ciclo de potência* reversível operando entre dois reservatórios a temperaturas T_H e T_C. Isto é,

$$\eta_{máx} = 1 - \frac{T_C}{T_H} \tag{6.6}$$

que é conhecida como ***eficiência de Carnot***. Como as temperaturas na escala Rankine diferem das temperaturas da escala Kelvin por um fator 1,8, os T na Eq. 6.6 podem estar em qualquer uma destas escalas de temperatura.

eficiência de Carnot

Recordando-se dos dois corolários de Carnot, deve ficar evidente que a eficiência dada pela Eq. 6.6 é a eficiência térmica de *todos* os ciclos de potência reversíveis operando entre dois reservatórios a temperaturas T_H e T_C, e a eficiência *máxima* que *qualquer* ciclo motor pode ter quando operando entre os dois reservatórios. Por inspeção, o valor da eficiência de Carnot aumenta conforme T_H aumente e/ou T_C diminua.

A Eq. 6.6 é apresentada graficamente na Fig. 6.5. A temperatura T_C utilizada na construção da figura é 298 K em reconhecimento ao fato de que os ciclos motores reais acabam por descarregar energia por transferência de calor quase na mesma temperatura da atmosfera local ou da água de resfriamento obtida de um rio ou lago. Observe que a possibilidade de elevação da eficiência térmica pela redução de T_C abaixo daquela do ambiente não é prática; para a manutenção de T_C menor do que a temperatura ambiente seria necessário um refrigerador que consumisse trabalho para operar.

A Fig. 6.5 mostra que a eficiência térmica aumenta com T_H. Em referência, ao segmento a-b da curva, onde T_H e η são relativamente baixos, podemos ver que η aumenta rapidamente à medida que T_H aumenta,

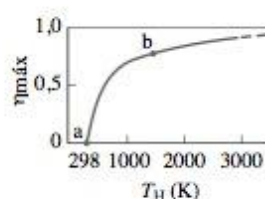



Figura 6.5 Eficiência de Carnot *versus* T_H para T_C = 298 K.

mostrando que nessa faixa mesmo uma pequena elevação em T_H pode ter um grande efeito na eficiência. Embora essas conclusões, obtidas da Fig. 6.5, se apliquem somente a sistemas percorrendo ciclos reversíveis, elas são qualitativamente corretas para ciclos de potência reais. As eficiências térmicas dos ciclos reais aumentam conforme a temperatura *média* na qual a energia é adicionada por transferência de calor aumenta e/ou a temperatura *média* na qual a energia é cedida por transferência de calor é reduzida. Entretanto, a maximização da eficiência térmica de um ciclo de potência pode não ser um objetivo principal. Na prática, outras considerações, como o custo, podem prevalecer.

Comentário. Os ciclos convencionais de produção possuem eficiência térmica numa faixa em torno de 40%. Esse valor pode parecer baixo, mas a comparação deveria ser feita com um valor limite apropriado e não com 100%. ***Por Exemplo…*** considere um sistema executando um ciclo de potência para o qual a temperatura média de adição de calor é 745 K e a temperatura média na qual o calor é descarregado é 298 K. Para um ciclo reversível recebendo e descarregando energia por transferência de calor a essas temperaturas, a eficiência térmica dada pela Eq. 6.6 é de 60%. Quando comparada com esse valor, uma eficiência térmica real de 40% não parece ser tão baixa. O ciclo estaria operando a dois terços do máximo teórico. ▲

Uma discussão mais completa dos ciclos motores (ciclos de potência) é apresentada nos Caps. 8 e 9.

6.4.3 Ciclos de Refrigeração e de Bomba de Calor

A Eq. 6.5 também se aplica para ciclos reversíveis de refrigeração e de bombas de calor operando entre dois reservatórios térmicos, mas para estes ciclos Q_C representa o calor adicionado ao ciclo por um reservatório frio à temperatura T_C na escala Kelvin e Q_H é o calor rejeitado pelo reservatório quente à temperatura T_H. A introdução da Eq. 6.5 na Eq. 6.3 resulta na seguinte expressão para o coeficiente de desempenho de qualquer sistema que percorre um ciclo de refrigeração reversível enquanto opera entre dois reservatórios:

$$\beta_{máx} = \frac{T_C}{T_H - T_C} \tag{6.7}$$

Analogamente, a substituição da Eq. 6.5 na Eq. 6.4 fornece a seguinte expressão para o coeficiente de desempenho de qualquer sistema que percorre um ciclo reversível de bomba de calor enquanto opera entre dois reservatórios:

$$\gamma_{máx} = \frac{T_H}{T_H - T_C} \tag{6.8}$$

O desenvolvimento das Eqs. 6.7 e 6.8 é deixado como exercício. Observe que as temperaturas utilizadas para avaliar $\beta_{máx}$ e $\gamma_{máx}$ devem ser temperaturas absolutas na escala Kelvin ou Rankine.

A partir da discussão da Seção 6.3.2, segue-se que as Eqs. 6.7 e 6.8 representam os coeficientes de desempenho máximos que qualquer ciclo de refrigeração e bomba de calor podem ter enquanto operando entre dois reservatórios a temperaturas T_H e T_C. Como no caso da eficiência de Carnot, essas expressões podem ser utilizadas como padrão de comparação para refrigerados e bombas de calor reais. Uma discussão mais completa dos ciclos de refrigeração e de bomba de calor será fornecida no Cap. 8.

6.4.4 Aplicações

Nesta seção, três exemplos ilustram o uso dos corolários da segunda lei das Seções 6.3.1 e 6.3.2 em conjunto com as Eqs. 6.6, 6.7 e 6.8, conforme o caso.

O primeiro exemplo utiliza a Eq. 6.6 para avaliar uma afirmação de um inventor.

Exemplo 6.1

Avaliando uma Afirmação sobre a Eficácia de um Ciclo de Potência

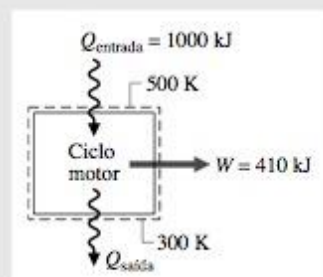
Um inventor declara ter desenvolvido um ciclo de potência capaz de fornecer um trabalho líquido de saída de 410 kJ para uma entrada de energia por transferência de calor de 1.000 kJ. O sistema percorrendo o ciclo recebe a transferência de calor

de gases quentes à temperatura de 500 K e descarrega energia por transferência de calor para a atmosfera a 300 K. Avalie essa afirmação.

Solução

Dados: Um sistema opera em um ciclo e produz uma quantidade líquida de trabalho enquanto recebe e descarrega energia por transferência de calor a temperaturas fixas.

Determinar: Se é válida a declaração de que o ciclo pode desenvolver 410 kJ de trabalho para uma energia de entrada por calor de 1.000 kJ.

Esquema e Dados Fornecidos:

Hipóteses:

1. O sistema é mostrado na figura.
2. Os gases quentes e a atmosfera desempenham o papel de reservatórios quente e frio, respectivamente.

Figura E6.1

Análise: Inserindo os valores fornecidos pelo inventor na Eq. 6.2, a eficiência do ciclo é

$$\eta = \frac{410 \text{ kJ}}{1000 \text{ kJ}} = 0{,}41(41\%)$$

A máxima eficiência térmica que *qualquer* ciclo motor pode ter operando entre dois reservatórios a $T_H = 500$ K e $T_C = 300$ K é dada pela Eq. 6.6. Isto é,

❶
$$\eta_{máx} = 1 - \frac{T_C}{T_H} = 1 - \frac{300 \text{ K}}{500 \text{ K}} = 0{,}40\ (40\%)$$

Como a eficiência térmica do ciclo real excede o valor teórico máximo, a declaração não pode ser válida. ◁

❶ As temperaturas utilizadas na avaliação de $\eta_{máx}$ *devem* estar em K ou °R.

No próximo exemplo, avaliaremos os coeficientes de desempenho de um refrigerador e compararemos com o valor teórico máximo.

EXEMPLO 6.2

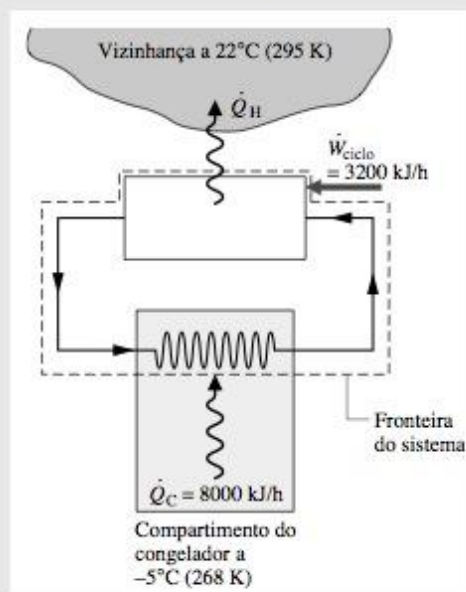
AVALIANDO O DESEMPENHO DE UM REFRIGERADOR

Através da circulação em regime permanente de um refrigerante a uma baixa temperatura através de passagens nas paredes do compartimento do congelador, um refrigerador mantém o compartimento do congelador a −5°C quando o ar ambiente do refrigerador encontra-se a 22°C. A taxa de transferência de calor do compartimento congelador para o refrigerante é de 8.000 kJ/h e a potência de entrada necessária para operar o refrigerador é de 3.200 kJ/h. Determine o coeficiente de desempenho do refrigerador e compare com o coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração reversível operando entre reservatórios às mesmas temperaturas.

Solução

Dados: Um refrigerador mantém o compartimento do congelador a uma temperatura especificada. A taxa de transferência de calor do espaço refrigerado, a potência de entrada para operar o refrigerador e a temperatura ambiente são conhecidas.

Determinar: O coeficiente de desempenho e comparar com aquele de um refrigerador reversível operando entre dois reservatórios às mesmas temperaturas.

Esquema e Dados Fornecidos:

Hipóteses:

1. O sistema mostrado na Fig. E6.2 encontra-se em estado estacionário.
2. O compartimento do congelador e o ar ambiente desempenham papéis de reservatórios frio e quente, respectivamente.

Figura E6.2

Análise: Introduzindo os valores de operação fornecidos na Eq. 6.3, o coeficiente de desempenho do refrigerador é

$$\beta = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{W}_{ciclo}} = \frac{8000 \text{ kJ/h}}{3200 \text{ kJ/h}} = 2{,}5 \quad \triangleleft$$

Substituindo os valores na Eq. 6.7 obtemos o coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração reversível operando entre reservatórios a $T_C = 268$ K e $T_H = 295$ K. Isto é,

❶ $$\beta_{máx} = \frac{T_C}{T_H - T_C} = \frac{268 \text{ K}}{295 \text{ K} - 268 \text{ K}} = 9{,}9 \quad \triangleleft$$

❶ A diferença entre os coeficientes de desempenho real e máximo sugere que deve haver alguma possibilidade de melhorar o desempenho termodinâmico. Entretanto, o objetivo deve ser abordado cautelosamente, pois a melhora no desempenho pode ter aumentos de tamanho, complexidade e custo.

No Exemplo 6.3, determinaremos o trabalho teórico mínimo de entrada e o custo de um dia de operação de uma bomba de calor elétrica.

EXEMPLO 6.3

AVALIANDO O DESEMPENHO DE UMA BOMBA DE CALOR

Uma residência necessita de 6×10^5 Btu por dia para manter sua temperatura a 70°F quando a temperatura externa é de 32°F.

(a) Se uma bomba de calor elétrica for utilizada para fornecer essa energia, determine o trabalho de entrada teórico mínimo para um dia de operação, em Btu/dia.
(b) Avaliando o custo da eletricidade em 8 centavos por kW · h, determine o custo teórico mínimo para operar a bomba de calor, em $/dia.

Solução

Dados: Uma bomba de calor mantém uma residência a uma temperatura especificada. A energia fornecida para a residência, a temperatura ambiente e o custo unitário da eletricidade são conhecidos.

Determinar: O trabalho teórico *mínimo* necessário para a bomba de calor e o custo correspondente de eletricidade.

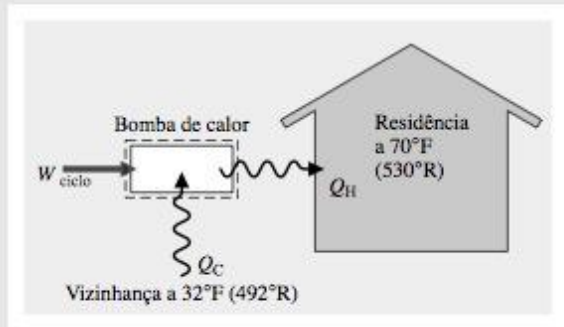
Esquema e Dados Conhecidos:

Hipóteses:
1. O sistema é mostrado na Fig. E6.3.
2. A residência e o ar externo desempenham o papel de reservatórios frio e quente, respectivamente.

Figura E6.3

Análise: **(a)** Utilizando a Eq. 6.4, o trabalho para qualquer ciclo de bomba de calor pode ser expresso por $W_{ciclo} = Q_H/\gamma$. O coeficiente de desempenho γ de um ciclo reversível de uma bomba de calor real é menor ou igual ao coeficiente de desempenho $\gamma_{máx}$ de um ciclo reversível de bomba de calor operando entre os mesmos reservatórios térmicos: $\gamma \leq \gamma_{máx}$. Conseqüentemente, para um dado valor de Q_H e utilizando a Eq. 6.8 para avaliar $\gamma_{máx}$, obtemos

$$W_{ciclo} \geq \frac{Q_H}{\gamma_{máx}}$$
$$\geq \left(1 - \frac{T_C}{T_H}\right) Q_H$$

Inserindo os valores

❶ $$W_{ciclo} \geq \left(1 - \frac{492°R}{530°R}\right)\left(6 \times 10^5 \frac{Btu}{dia}\right) = 4{,}3 \times 10^4 \frac{Btu}{dia} \quad \triangleleft$$

O trabalho teórico *mínimo* de entrada é 4,3 × 10^4 Btu/dia.
(b) Utilizando o resultado do item (a) com o valor do custo dado e fatores de conversão apropriados

❷ $$\begin{bmatrix} \text{custo} \\ \text{mínimo} \\ \text{teórico} \\ \text{por dia} \end{bmatrix} = \left(4{,}3 \times 10^4 \frac{Btu}{dia}\left|\frac{1\ kW \cdot h}{3413\ Btu}\right|\right)\left(0{,}08 \frac{\$}{kW \cdot h}\right) = 1{,}01 \frac{\$}{dia} \quad \triangleleft$$

❶ Observe que as temperaturas T_C e T_H dos reservatórios devem ser dadas em °R.
❷ Devido às irreversibilidades, a uma bomba de calor real deve ser fornecido mais trabalho do que o mínimo para produzir o mesmo efeito de aquecimento. O custo diário real poderia ser substancialmente maior do que o custo mínimo teórico.

6.5 CICLO DE CARNOT

O ciclo de Carnot apresentado nesta seção fornece um exemplo específico de um ciclo de potência reversível operando entre dois reservatórios térmicos. Em um ***ciclo de Carnot***, o sistema que executa o ciclo sofre uma série de quatro processos internamente reversíveis: dois processos adiabáticos alternados com dois processos isotérmicos.

ciclo de Carnot

A Fig. 6.6 mostra o esquema e o diagrama *p–v* de um ciclo de Carnot executado pela circulação de água em regime permanente através de uma série de quatro componentes interconectados que possuem características em comum com uma instalação simples a vapor mostrada na Fig. 5.12. À medida que a água escoa através da caldeira, ocorre uma *mudança de fase* de líquido para vapor a uma temperatura constante T_H como resultado da transferência de calor a partir de um reservatório quente. Como a temperatura permanece constante, a pressão também permanece constante durante a mudança de fase. O vapor se expande adiabaticamente ao sair da caldeira através da turbina e é desenvolvido trabalho. Nesse processo a temperatura cai para a temperatura T_C do reservatório frio e há um decréscimo correspondente na pressão. À medida que o vapor passa através do condensador, uma transferência de calor para o reservatório frio ocorre e parte

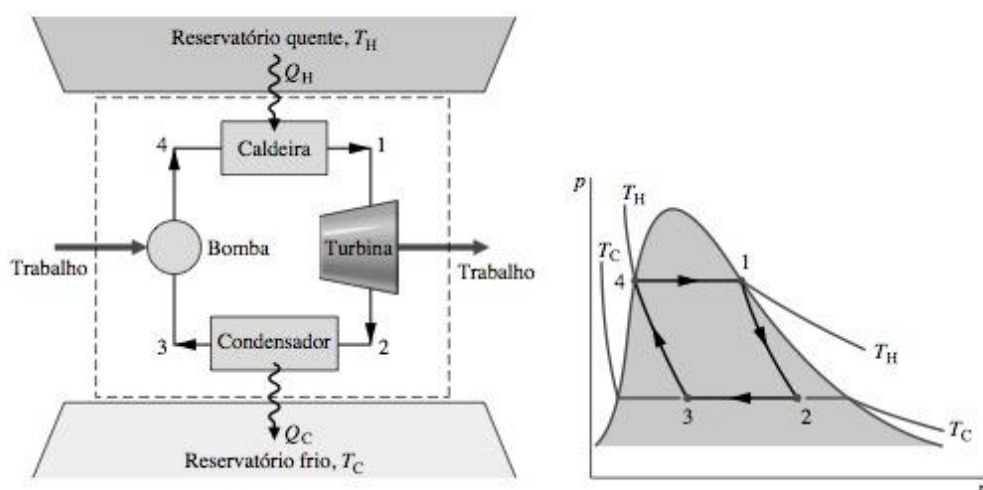



Figura 6.6 Ciclo de Carnot de motor a vapor.

do vapor se condensa a uma temperatura constante T_C. Como a temperatura permanece constante, a pressão também permanece constante à medida que a água passa através do condensador. O quarto componente é uma bomba ou compressor, que recebe uma mistura bifásica líquido-vapor do condensador e a retorna adiabaticamente para o estado da entrada da caldeira. Durante este processo, que exige um trabalho de entrada para elevar a pressão, a temperatura aumenta de T_C para T_H.

Os ciclos de Carnot também podem ser enxergados como processos nos quais um gás em um pistão-cilindro é expandido e comprimido, um capacitor é carregado e descarregado, uma substância paramagnética é magnetizada e desmagnetizada e assim por diante. Entretanto, independentemente do tipo de dispositivo ou do fluido de trabalho utilizado, o ciclo de Carnot sempre possui os mesmos quatro processos internamente reversíveis: dois processos adiabáticos alternados com dois processos isotérmicos. Mais ainda, a eficiência térmica é sempre dada pela Eq. 6.6 em função das temperaturas dos dois reservatórios avaliadas nas escalas Kelvin ou Rankine.

Se um ciclo de potência de Carnot for operado na direção oposta, as magnitudes de todas as transferências de energia permanecem as mesmas, porém as transferências de energia estarão opostamente direcionadas. Tal ciclo pode ser considerado um ciclo de refrigeração reversível ou bomba de calor, para o qual os coeficientes de desempenho são dados pelas Eqs. 6.7 e 6.8, respectivamente.

6.6 Resumo do Capítulo e Guia de Estudo

Neste capítulo, estimulamos a percepção da necessidade e da utilidade da segunda lei da termodinâmica e fornecemos a base para aplicações subseqüentes envolvendo a segunda lei no Cap. 7. Dois enunciados equivalentes da segunda lei, os enunciados de Clausius e Kelvin-Planck, foram apresentados junto com diversos corolários para estabelecer a melhor eficácia teórica para sistemas submetidos a ciclos enquanto interagem com reservatórios térmicos. O conceito de irreversibilidades foi apresentado e as noções relativas de processos irreversíveis, reversíveis e internamente reversíveis foram discutidas. A escala de temperatura Kelvin foi definida e utilizada para obter expressões para medidas de eficácia máxima de ciclos de potência, refrigeração e bomba de calor operando entre dois reservatórios térmicos. Finalmente, o ciclo de Carnot foi apresentado para fornecer um exemplo específico de um ciclo reversível operando entre dois reservatórios térmicos.

A lista de termos-chave indicados na margem fornece um guia de estudo para este capítulo. Quando seu estudo do texto e os exercícios no fim do capítulo estiverem completados você deve ser capaz de:

enunciado de Kelvin-Planck
processo irreversível
irreversibilidades internas e externas
processo internamente irreversível
corolários de Carnot
escala Kelvin de temperatura
eficiência de Carnot

- escrever os significados do termos listados nas margens através do capítulo e entender cada conceito relacionado. O subconjunto dos termos-chave listados aqui nas margens é de particular importância para os capítulos subseqüentes;
- dar o enunciado de Kelvin-Planck da segunda lei, interpretando corretamente os sinais "menor do que" e "igual a" na Eq. 6.1;
- listar várias irreversibilidades importantes;

- aplicar os corolários das Seções 6.3.1 e 6.3.2 junto com as Eqs. 6.6, 6.7 e 6.8 para determinar a eficácia de ciclos de potência, refrigeradores e de bomba de calor;
- descrever o ciclo de Carnot.

PROBLEMAS

EXPLORANDO A SEGUNDA LEI

6.1 Uma bomba de calor recebe energia por transferência de calor do ar externo a 0°C e descarrega energia por transferência de calor para uma residência a 20°C. Isso é uma violação do enunciado de Clausius da segunda lei da termodinâmica? Explique.

6.2 O ar considerado como um gás ideal se expande isotermicamente a 20°C de um volume de 1 m^3 para 2 m^3. Durante esse processo há transferência de calor do ar para a atmosfera ambiente, modelada como um reservatório térmico, e o ar efetua trabalho. Avalie o trabalho e a transferência de calor para o processo, em kJ/kg. Esse processo viola a segunda lei da termodinâmica? Explique.

6.3 Gás metano no interior de uma montagem pistão-cilindro é comprimido em um processo *quase-estático*. Esse processo é internamente reversível? Esse processo é reversível?

6.4 Água no interior de uma montagem pistão-cilindro é resfriada isotermicamente de vapor saturado a 100°C para líquido saturado enquanto interage termicamente com sua vizinhança a 20°C. Esse processo é internamente reversível? Ele é reversível? Discuta.

6.5 (CD-ROM)

6.6 (CD-ROM)

6.7 Para aumentar a eficiência térmica de um ciclo de potência reversível operando entre dois reservatórios a T_H e T_C, você aumentaria T_H mantendo T_C constante, ou diminuiria T_C mantendo T_H constante? Existe algum limite *natural* no incremento da eficiência térmica que possa ser atingida por tais meios?

6.8 (CD-ROM)

6.9 (CD-ROM)

6.10 Os dados listados a seguir são reivindicados para um ciclo de potência operando entre dois reservatórios a 727 e 127°C. Para cada caso, determine se os princípios da termodinâmica seriam violados.

(a) $Q_H = 600$ kJ, $W_{ciclo} = 200$ kJ, $Q_C = 400$ kJ.
(b) $Q_H = 400$ kJ, $W_{ciclo} = 240$ kJ, $Q_C = 160$ kJ.
(c) $Q_H = 400$ kJ, $W_{ciclo} = 210$ kJ, $Q_C = 180$ kJ.

6.11 Um ciclo de potência operando entre dois reservatórios recebe energia Q_H por transferência de calor de um reservatório quente a $T_H = 2000$ K e descarrega energia Q_C por transferência de calor para um reservatório frio a $T_C = 400$ K. Para cada um dos casos seguintes determine se o ciclo opera reversivelmente, irreversivelmente, ou é impossível:

(a) $Q_H = 1200$ kJ, $W_{ciclo} = 1020$ kJ.
(b) $Q_H = 1200$ kJ, $Q_C = 240$ kJ.
(c) $W_{ciclo} = 1400$ kJ, $Q_C = 600$ kJ.
(d) $\eta = 40\%$

6.12 Um ciclo de refrigeração operando entre dois reservatórios recebe energia Q_C de um reservatório frio a $T_C = 250$ K e descarrega energia Q_H para um reservatório quente a $T_H = 300$ K. Para cada um dos casos seguintes determine se o ciclo opera reversivelmente, irreversivelmente, ou é impossível:

(a) $Q_C = 1000$ kJ, $W_{ciclo} = 400$ kJ.
(b) $Q_C = 1500$ kJ, $Q_H = 1800$ kJ.
(c) $Q_H = 1500$ kJ, $W_{ciclo} = 200$ kJ.
(d) $\beta = 4$

APLICAÇÕES DE CICLOS MOTORES

6.13 Um ciclo de potência reversível recebe 1000 Btu de energia por transferência de calor de um reservatório a 1540°F e descarrega energia por transferência de calor para um reservatório a 40°F. Determine a eficiência térmica e o trabalho líquido desenvolvido, em Btu.

6.14 Um ciclo de potência opera entre um reservatório à temperatura T e um reservatório de temperatura mais baixa a 280 K. Em estado estacionário, o ciclo desenvolve 40 kW de potência enquanto rejeita 1000 kJ/min de energia por transferência de calor para o reservatório frio. Determine o valor mínimo teórico para T, em K.

6.15 Um ciclo de potência reversível possui a mesma eficiência térmica para reservatórios quente e frio a 1000 e 500 K, respectivamente, como para reservatórios quente e frio à temperatura T e 1000 K. Determine T, em K.

6.16 Um ciclo de potência reversível cuja eficiência térmica é de 50% opera entre um reservatório a 1800 K e um reservatório a baixa temperatura T. Determine T, em K.

6.17 Um inventor afirma ter desenvolvido um dispositivo que executa um ciclo de potência, que operando entre reservatórios a 900 e 300 K, possui uma eficiência térmica de **(a)** 66%, **(b)** 50%. Avalie essa afirmação para cada caso.

6.18 Um inventor afirma ter criado, para estado estacionário, um novo ciclo de potência para desenvolver 6 hp para uma taxa de adição de calor de 400 Btu/min. Se o ciclo opera entre reservatórios a 2400 e 1000°R, avalie esta afirmação.

6.19 (CD-ROM)

6.20 Um ciclo motor é proposto com uma eficiência térmica de 40% recebendo energia por transferência de calor de um vapor que se condensa de vapor saturado para líquido saturado à temperatura T e descarrega energia por transferência de calor para um lago a uma temperatura próxima de 70°F. Determine a *menor* temperatura possível T, em °F, e a pressão de vapor correspondente, em lbf/pol^2.

6.21 Em estado estacionário, um ciclo de potência com uma eficiência térmica de 38% gera 100 MW de eletricidade e des-

carrega energia por transferência de calor para a água de resfriamento a uma temperatura média de 70°F. A temperatura média do vapor passando através da caldeira é de 900°F. Determine:

(a) a taxa na qual a energia é descarregada para a água de resfriamento, em Btu/h;

(b) a taxa *mínima* teórica na qual a energia poderia ser descarregada para a água de resfriamento, em Btu/h. Compare com a taxa real e discuta.

6.22 Instalações de potência baseadas na *conversão da diferença de temperatura dos oceanos em energia* (OTEC) geram potência através da utilização do decréscimo natural da temperatura com a profundidade da água dos oceanos. Próximo à Flórida a temperatura da superfície do oceano é 27°C, enquanto a uma profundidade de 700 m a temperatura é de 7°C.

(a) Determine a eficiência térmica máxima para qualquer ciclo de potência operando entre essas temperaturas.

(b) A eficiência térmica de instalações OTEC existentes é de aproximadamente 2%. Compare isso com o resultado do item (a) e comente.

6.23 Instalações de potência geotérmicas captam fontes subterrâneas de água quente ou vapor para a produção de eletricidade. Uma dessas instalações recebe água quente a 167°C e rejeita energia por transferência de calor para a atmosfera, que se encontra a 13°C. Determine a eficiência térmica máxima possível para qualquer ciclo de potência operando entre essas temperaturas.

6.24 Durante o mês de janeiro, em determinados locais do Alasca, ventos a −23°F podem ser observados. Entretanto, alguns metros abaixo do solo a temperatura permanece a 55°F. Um inventor declara ter criado um ciclo de potência que, explorando essa situação, possui uma eficiência térmica de 10%. Discuta essa declaração.

6.25 A Fig. P6.25 mostra um sistema de captação de energia solar utilizada para a produção de eletricidade através de um ciclo de potência. O coletor solar recebe radiação solar a uma taxa de 0,315 kW por m^2 de área e fornece energia para uma unidade de armazenamento cuja temperatura permanece constante em 220°C. O ciclo de potência recebe energia por transferência de calor da unidade de armazenamento, gera eletricidade a uma taxa de 0,5 MW e descarrega energia por transferência de calor para o ambiente a 20°C. Para a operação em estado estacionário, determine a área mínima teórica necessária do coletor, em m^2.

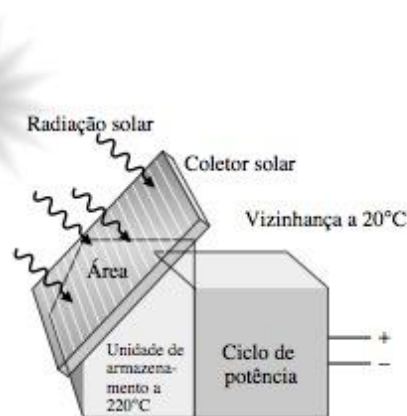



Figura P6.25

APLICAÇÕES DE CICLOS DE REFRIGERAÇÃO E DE BOMBA DE CALOR

6.26 Um inventor alega ter desenvolvido um ciclo de refrigeração que requer uma potência líquida de entrada de 0,7 hp para remover 12.000 Btu/h de energia por transferência de calor de um reservatório a 0°F e descarrega energia por transferência de calor para um reservatório a 70°F. Não há outra forma de transferência de energia com a vizinhança e a operação é em estado estacionário. Avalie essa alegação.

6.27 Determine se uma bandeja de cubos de gelo poderia permanecer congelada quando colocada em um congelador de alimentos com um coeficiente de desempenho de 9 operando em um ambiente onde a temperatura é de 32°C (90°F).

6.28 O refrigerador mostrado na Fig. P6.28 opera em estado estacionário com um coeficiente de desempenho de 4,5 e uma potência de entrada de 0,8 kW. Energia é rejeitada do refrigerador para a vizinhança a 20°C por transferência de calor por meio de serpentinas metálicas colocadas no refrigerador. Determine:

(a) a taxa de energia rejeitada em kW;

(b) a menor temperatura teórica no *interior* do refrigerador, em K.

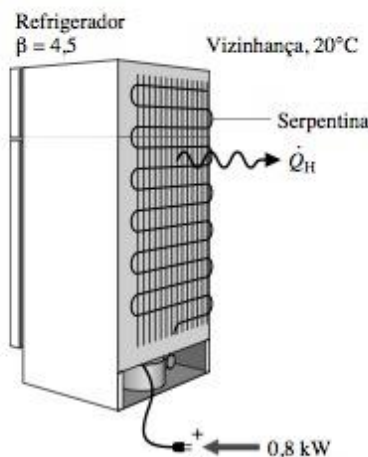



Figura P6.28

6.29 Determine a potência mínima teórica, em Btu/s, necessária para um refrigerador um estado estacionário manter uma amostra criogênica a −195°F em um laboratório a 70°F, se a energia escapa da amostra por transferência de calor para a vizinhança a uma taxa de 0,085 Btu/s.

6.30 (CD-ROM)

6.31 Em estado estacionário, um ciclo de refrigeração acionado por um motor de 1 hp remove 200 Btu/min de energia por transferência de calor de um espaço mantido a 20°F e descarrega energia por transferência de calor para a vizinhança a 75°F. Determine:

(a) o coeficiente de desempenho do refrigerador e a taxa na qual a energia é descarregada para a vizinhança em Btu/min;

(b) a potência líquida mínima teórica de entrada, em hp, para qualquer ciclo de refrigeração operando entre reservatórios a essas temperaturas.

6.32 Em estado estacionário, um ciclo de refrigeração remove 150 kJ/min de energia por transferência de calor de um espaço mantido a $-50°C$ e descarrega energia por transferência de calor para a vizinhança a 15°C. Se o coeficiente de desempenho do ciclo é 30% daquele de um ciclo reversível operando entre reservatórios térmicos a essas duas temperaturas, determine a potência de entrada do ciclo, em kW.

6.33 Um ciclo de refrigeração, com um coeficiente de desempenho de 3, mantém um laboratório de computação a 18°C em um dia quando a temperatura externa é de 30°C. A *carga térmica* em estado estacionário consiste na energia que entra através das paredes e janelas a uma taxa de 30.000 kJ/h, dos ocupantes, dos computadores e iluminação a uma taxa de 6000 kJ/h. Determine a potência necessária para esse ciclo e compare com a potência *mínima* teórica necessária para qualquer ciclo de refrigeração operando nessas condições, em kW.

6.34 Se a transferência de calor através das paredes e teto de uma residência é de $6{,}5 \times 10^5$ Btu por dia, determine a potência *mínima* teórica, em hp, para operar uma bomba de calor em estado estacionário entre a residência a 70°F e

(a) o ar externo a 32°F;
(b) um lago a 40°F;
(c) o solo a 55°F.

6.35 Uma bomba de calor operando em estado estacionário é acionada por um motor elétrico de 1 kW e fornece aquecimento para um prédio cujo interior deve ser mantido a 20°C. Em um dia em que a temperatura externa fosse de 0°C e a energia fosse perdida através das paredes e do teto a uma taxa de 60.000 kJ/h, a bomba de calor seria suficiente?

6.36 Uma bomba de calor operando em estado estacionário mantém uma residência a 70°F quando a temperatura externa é 40°F. A taxa de transferência de calor através das paredes e do teto é 1300 Btu/h por grau de diferença de temperatura entre o interior e o exterior. Determine a potência *mínima* teórica necessária para operar a bomba de calor, em hp.

6.37 Um prédio para o qual a taxa de transferência de calor, através das paredes e teto, é de 1400 Btu/h por grau de diferença de temperatura entre o interior e o exterior deve ser mantido a 68°F. Para um dia no qual a temperatura externa seja de 38°F, determine em estado estacionário a potência necessária em hp, para aquecer o prédio utilizando elementos de resistência elétrica e compare com a potência *mínima* teórica requerida por uma bomba de calor.

6.38 (CD-ROM)

6.39 Em estado estacionário, um refrigerador cujo coeficiente de desempenho é 3 remove energia por transferência de calor do compartimento de um congelador a 0°C a uma taxa de 6000 kJ/h e descarrega energia por transferência de calor para a vizinhança, que se encontra a 20°C.

(a) Determine a potência de entrada para o refrigerador e compare com a potência de entrada requerida por um ciclo de refrigeração reversível operando entre dois reservatórios a essas mesmas temperaturas.
(b) Se a eletricidade custa 8 centavos por kW · h, determine o custo de operação real e o mínimo teórico, em $/dia.

6.40 Em estado estacionário, uma bomba de calor fornece 30.000 Btu/h para manter uma residência a 68°F em um dia em que a temperatura externa é de 35°F. A potência de entrada da bomba de calor é 5 hp. Se o custo da eletricidade é de 8 centavos por kW · h, compare o custo de operação real com o custo mínimo teórico por dia de operação.

6.41 Através do fornecimento de energia para uma residência a uma taxa de 8 kW, uma bomba de calor mantém a temperatura da residência a 21°C quando o ar externo se encontra a 0°C. Se o custo da eletricidade é de 8 centavos por kW · h, determine o custo de operação mínimo teórico para cada dia de operação em estado estacionário.

6.42 Em estado estacionário, um ciclo de refrigeração mantém um congelador de alimentos a 0°F através da remoção de energia por transferência de calor do interior a uma taxa de 2000 Btu/h. O ciclo descarrega energia por transferência de calor para a vizinhança a 72°F. Se o custo da eletricidade é de 8 centavos por kW · h, compare o custo de operação real com o custo mínimo teórico para um dia de operação.

6.43 Através do fornecimento de energia a uma taxa média de 21.100 kJ/h, uma bomba de calor mantém a temperatura de uma residência em 21°C. Se o custo da eletricidade é de 8 centavos por kW · h, compare o custo de operação real com o custo mínimo teórico para um dia de operação se a bomba de calor recebe energia por transferência de calor de

(a) ar externo a $-5°C$;
(b) contêiner de água a 8°C.

6.44 Uma bomba de calor com um coeficiente de desempenho de 3,8 fornece energia a uma taxa média de 75.000 kJ/h para manter um prédio a 21°C em um dia no qual a temperatura externa é de 0°C. Se o custo da eletricidade é de 8 centavos por kW · h:

(a) Determine o custo de operação real e o custo de operação mínimo teórico, em $/dia.
(b) Compare os resultados do item (a) com o custo de aquecimento através de resistência elétrica.

6.45 (CD-ROM)

6.46 (CD-ROM)

Utilizando a Entropia

Introdução…

Até agora, nosso estudo da segunda lei tem se concentrado principalmente no que ela diz sobre sistemas submetidos a ciclos termodinâmicos. Neste capítulo são apresentados os meios para a análise de sistemas segundo a perspectiva da segunda lei à medida que estes são submetidos a processos que não são necessariamente ciclos. A propriedade *entropia* desempenha um papel proeminente nessas considerações. O ***objetivo*** deste capítulo é apresentar a entropia e mostrar seu uso na análise termodinâmica.

objetivo do capítulo

A palavra *energia* é de tal forma parte de nossa linguagem cotidiana que você com certeza já estava familiarizado com o termo mesmo antes de encontrá-lo em cursos básicos de ciência. Essa familiarização facilitou provavelmente o estudo de energia nesses cursos e no curso atual. Você verá neste capítulo que a análise de sistemas a partir da perspectiva da segunda lei é realizada convenientemente em termos da propriedade *entropia*. Energia e entropia são conceitos abstratos. Entretanto, ao contrário da energia, a palavra entropia é raramente utilizada em conversas do dia-a-dia e você pode nunca ter lidado antes com ela quantitativamente. A energia e a entropia desempenham papéis importantes na engenharia de sistemas térmicos.

7.1 Introduzindo a Entropia

Corolários da segunda lei foram desenvolvidos no Cap. 6 para sistemas submetidos a ciclos termicamente conectados a *dois* reservatórios, um reservatório quente e um frio. Nesta seção é apresentado um corolário da segunda lei conhecido como desigualdade de Clausius que é aplicável a *qualquer* ciclo, independentemente do corpo, ou corpos, dos quais o ciclo recebe energia por transferência de calor ou para o qual o ciclo rejeita energia por transferência de calor. A desigualdade de Clausius fornece a base para a introdução da propriedade entropia e meios para o cálculo da variação de entropia.

7.1.1 Desigualdade de Clausius

A ***desigualdade de Clausius*** estabelece que, para qualquer ciclo termodinâmico,

desigualdade de Clausius

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\mathrm{b}} \leq 0 \tag{7.1}$$

onde δQ representa a transferência de calor em uma região da fronteira do sistema durante uma parte do ciclo e T é a temperatura absoluta dessa parte da fronteira. O índice "b" serve como lembrete de que o integrando é calculado na fronteira do sistema onde o ciclo é executado. O símbolo $\oint$ indica que a integral deve ser avaliada sobre todo o contorno e sobre a totalidade do ciclo. A igualdade e a desigualdade têm a mesma interpretação do enunciado de Kelvin-Planck: a igualdade se aplica quando não há irreversibilidades internas à medida que o sistema executa o ciclo e a desigualdade é válida quando as irreversibilidades internas estão presentes. A desigualdade de Clausius pode ser demonstrada utilizando-se o enunciado de Kelvin-Planck da segunda lei (CD-ROM).

A Eq. 7.1 pode ser representada de forma equivalente como

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\mathrm{b}} = -\sigma_{\text{ciclo}} \tag{7.2}$$

A entropia é uma propriedade extensiva.

unidades para a entropia

A ***unidade do SI para a entropia*** é J/K. Entretanto, neste livro é conveniente trabalharmos em termos de kJ/K. Outra ***unidade para a entropia*** comumente utilizada é Btu/°R. As unidades no SI para a entropia *específica* são kJ/kg·K para s e kJ/kmol·K para $\bar{s}$. Outras unidades para a entropia específica são Btu/lb·°R e Btu/lbmol·°R.

Uma vez que a entropia é uma propriedade, a variação na entropia de um sistema indo de um estado para outro é a mesma para *todos* os processos, tanto os internamente reversíveis quanto os externamente irreversíveis, entre esses dois estados. Assim, a Eq. 7.4a permite a determinação da variação de entropia e, uma vez calculada, essa é a magnitude da variação de entropia para todos os processos do sistema entre os dois estados. O cálculo da variação de entropia é discutido mais adiante, na próxima seção.

Deve estar claro que a entropia é definida e calculada em termos de uma integral particular para a qual *não é fornecida nenhuma imagem física associada*. Nós já vimos isso anteriormente na entalpia. A entalpia foi apresentada sem motivação física na Seção 4.3.2. Posteriormente, no Cap. 5, mostrou-se que a entalpia é útil para análise termodinâmica. Como para o caso da entalpia, é necessário compreender *como* e *para que* ela é utilizada.

7.2 Obtendo Valores de Entropia

No Cap. 4, foram apresentadas maneiras de se obter valores de propriedades, incluindo tabelas, gráficos, equações e softwares. A ênfase dada naquela ocasião foi avaliar propriedades p, v, T, u e h necessárias para a aplicação dos princípios de conservação de massa e energia. Para a aplicação da segunda lei, os valores de entropia são freqüentemente necessários. Nesta seção, são consideradas as formas de obter valores de entropia.

7.2.1 Considerações Gerais

A equação de definição da variação de entropia, Eq. 7.4a, serve como base para o cálculo da entropia relativa a um valor de referência em um estado de referência. O valor de referência e o estado de referência podem ser escolhidos arbitrariamente. O valor da entropia em qualquer estado y relativo ao valor no estado de referência x é obtido, em princípio, a partir de

$$S_y = S_x + \left(\int_x^y \frac{\delta Q}{T}\right)_{\substack{\text{int}\\ \text{rev}}} \tag{7.5}$$

onde S_x é o valor de referência para a entropia no estado de referência especificado. O uso dos valores de entropia determinados em relação a um estado de referência arbitrário é satisfatório enquanto estes valores forem utilizados nos cálculos que envolvem as diferenças de entropia, uma vez que para estas o valor de referência se cancela.

Valores de Entropia para Água e Refrigerantes

Tabelas de dados termodinâmicos foram apresentadas na Seção 4.3 para a água, Refrigerante 134a e outras substâncias. A entropia específica é tabelada da mesma forma considerada naquela ocasião para as propriedades v, u e h e os valores de entropia são obtidos de forma semelhante.

Valores de Vapor Superaquecido. Nas regiões de superaquecimento das tabelas de água e do Refrigerante 134a, a entropia específica é tabelada juntamente com v, u e h em função da temperatura e da pressão.

Por Exemplo... considere dois estados da água. No estado 1, a pressão é 3 MPa e a temperatura é 500°C. No estado 2, a pressão é $p_2 = 0{,}3$ MPa e a entropia específica é a mesma do estado 1, $s_2 = s_1$. O objetivo é determinar a temperatura no estado 2. Utilizando T_1 e p_1, encontramos a entropia específica no estado 1 a partir da Tabela T-4 como $s_1 = 7{,}2338$ kJ/kg·K. O estado 2 é fixado pela pressão, $p_2 = 0{,}3$ MPa, e a entropia específica, $s_2 = 7{,}2338$ kJ/kg·K. Retornando à Tabela T-4 para 0,3 MPa e interpolando com s_2 entre 160 e 200°C resulta em $T_2 = 183$°C. ▲

Valores de Saturação. Para os estados de saturação, os valores de s_f e s_g são tabelados como uma função ou da pressão de saturação ou da temperatura de saturação. A entropia específica de uma mistura bifásica líquido-vapor é calculada utilizando-se o título

$$s = (1 - x)s_f + xs_g = s_f + x(s_g - s_f) \tag{7.6}$$

Essas relações apresentam formas idênticas às equações para v, u e h (Seção 4.3).

Por Exemplo... determinemos a entropia específica do Refrigerante 134a em um estado em que a temperatura é 0°C e a energia interna específica é 138,43 kJ/kg. Referindo-nos à Tabela T-6, vemos que o valor fornecido para u fica entre u_f e u_g a 0°C, e então o sistema é uma mistura bifásica líquido-vapor. O título da mistura pode ser determinado a partir do valor conhecido de energia interna específica

$$x = \frac{u - u_f}{u_g - u_f} = \frac{138{,}43 - 49{,}79}{227{,}06 - 49{,}79} = 0{,}5$$

Então, com os valores da Tabela T-6,

$$\begin{aligned} s &= (1 - x)s_f + xs_g \\ &= (0{,}5)(0{,}1970) + (0{,}5)(0{,}9190) = 0{,}5580 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \ \blacktriangle \end{aligned}$$

Valores para Líquidos. Dados de líquidos comprimidos são apresentados para a água na Tabela T-5. Nessas tabelas s, v, u e h são tabelados em função da temperatura e da pressão como nas tabelas de vapor superaquecido e as tabelas são utilizadas de forma semelhante. Na ausência de dados de líquido comprimido, o valor de entropia específica pode ser estimado da mesma forma que v e u foram obtidos nos estados líquidos (Seção 4.3.6), utilizando-se o valor do líquido saturado para a temperatura fornecida

$$s(T, p) \approx s_f(T) \tag{7.7}$$

Por Exemplo... suponha que o valor da entropia específica seja requerido para a água a 25 bar, 200°C. A entropia específica é obtida diretamente da Tabela T-5 como $s = 2{,}3294$ kJ/kg · K. Utilizando o valor de líquido saturado para a entropia específica em 200°C da Tabela T-2, a entropia específica é aproximada pela Eq. 7.7 como $s = 2{,}3309$ kJ/kg · K, que está bem de acordo com o valor anterior. ▲

Os valores de entropia específica para a água e os refrigerantes fornecidos nas tabelas que acompanham este livro são relativos aos seguintes *estados e valores de referência*: para a água, a entropia do líquido saturado a 0,01°C (32,02°F) é definida como zero; para os refrigerantes, define-se o valor zero para a entropia do líquido saturado a −40°C (−40°F).

Obtenção dos Dados de Entropia pelo Computador. (CD-ROM)

Utilizando Dados de Entropia Graficamente

O uso dos diagramas de propriedades como um meio auxiliar na resolução de um problema é enfatizado no decorrer deste livro. Quando se aplica a segunda lei, é geralmente útil localizar os estados e representar graficamente os processos em diagramas tendo a entropia como uma das coordenadas. Duas figuras comumente utilizadas que apresentam a entropia como uma das coordenadas são os diagramas de temperatura-entropia e de entalpia-entropia.

Diagrama Temperatura-Entropia. As características principais de um diagrama temperatura-entropia são mostradas na Fig. 7.3. Observe que as linhas de entalpia constante são mostradas nessa figura e que na região de vapor superaquecido as linhas de volume específico constante têm uma inclinação mais acentuada do que as linhas de pressão constante. As linhas de título constante são mostradas na região bifásica líquido-vapor. Em algumas figuras, as linhas de título constante são marcadas como linhas de *percentual de umidade*. O percentual de umidade é definido como a razão entre a massa de líquido e a massa total.

Na região de vapor superaquecido do diagrama T–s, as linhas de entalpia específica constante se tornam aproximadamente horizontais à medida que a pressão é reduzida. Esses estados são indicados pela região sombreada mais clara da Fig. 7.3. Para os estados nessas regiões do diagrama, a entalpia é determinada principal-

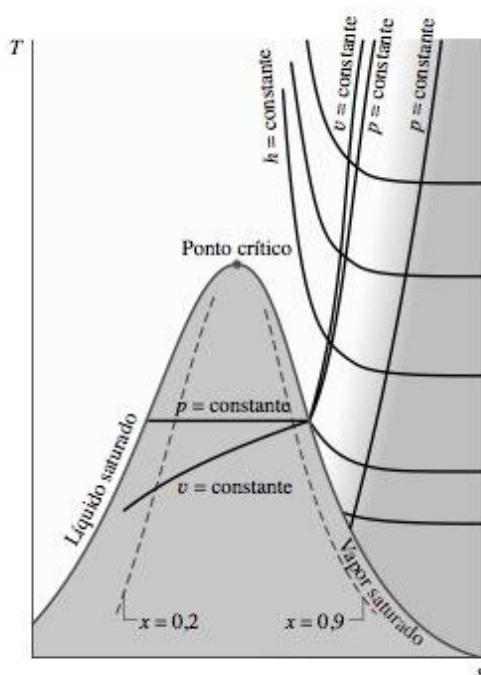



Figura 7.3 Diagrama temperatura-entropia.

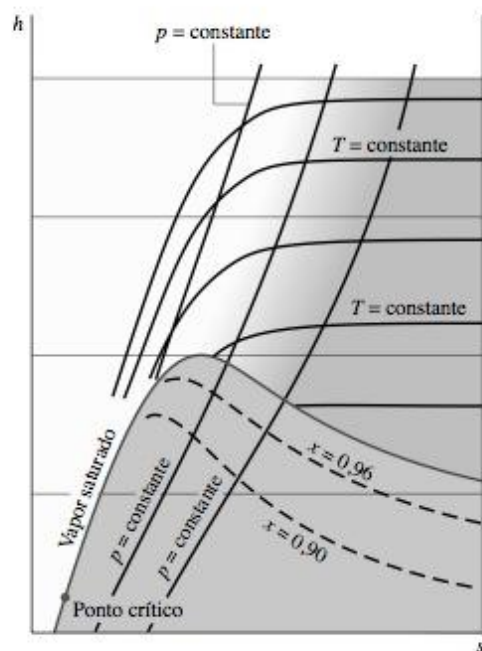



Figura 7.4 Diagrama entalpia-entropia.

mente pela temperatura: $h(T, p) \approx h(T)$. Essa é a região do diagrama onde o modelo de gás ideal fornece uma aproximação razoável. Para os estados de vapor superaquecido fora da área sombreada, tanto a temperatura quanto a pressão são necessárias para calcularmos a entalpia e o modelo de gás ideal não é apropriado.

diagrama Mollier

Diagrama Entalpia-Entropia. As características essenciais de um diagrama entalpia-entropia, comumente conhecido como ***diagrama de Mollier***, são mostradas na Fig. 7.4. Observe a posição do ponto crítico e a aparência das linhas de temperatura constante e de pressão constante. Linhas de título constante são mostradas na região bifásica líquido-vapor (algumas figuras fornecem linhas de percentual de umidade constante). A figura é construída com o intuito de avaliar as propriedades em estados de vapor superaquecido e misturas bifásicas líquido-vapor. Dados para líquidos são raramente mostrados. Na região de vapor superaquecido, linhas de temperatura constante se tornam aproximadamente horizontais, à medida que a pressão é reduzida. Esses estados são indicados, aproximadamente, pela área sombreada mais clara da Fig. 7.4. Essa área corresponde à área sombreada mais clara no diagrama temperatura-entropia da Fig. 7.3, em que o modelo de gás ideal fornece uma aproximação razoável.

UTILIZANDO AS EQUAÇÕES *T ds*

Embora a variação na entropia entre dois estados possa ser determinada a princípio utilizando-se a Eq. 7.4a, tais avaliações são feitas geralmente utilizando-se as equações *T ds* desenvolvidas nesta seção. As equações *T ds* permitem que as variações na entropia sejam calculadas a partir de dados de outras propriedades determinados mais facilmente. O uso das equações *T ds* para avaliar as variações de entropia para os gases ideais é ilustrado na Seção 7.2.2 e para as substâncias incompressíveis na Seção 7.2.3.

As ***equações T ds*** podem ser escritas em uma base mássica como

equações T dS

$$T\,ds = du + p\,dv \tag{7.8a}$$

$$T\,ds = dh - v\,dp \tag{7.8b}$$

ou em uma base molar como

$$T\,d\bar{s} = d\bar{u} + p\,d\bar{v} \tag{7.8c}$$

$$T\,d\bar{s} = d\bar{h} - \bar{v}\,dp \tag{7.8d}$$

Para mostrar o uso das equações $T\,ds$, considere uma mudança de fase de líquido saturado para vapor saturado a temperatura e pressão constantes. Uma vez que a pressão é constante, a Eq. 7.8b se reduz a

$$ds = \frac{dh}{T}$$

Dessa forma, devido à temperatura também ser constante durante a mudança de fase,

$$s_g - s_f = \frac{h_g - h_f}{T} \tag{7.9}$$

Essa relação mostra que $s_g - s_f$ é calculada para construção de tabelas de propriedades.

Por Exemplo... considere o Refrigerante 134a a 0°C. Da Tabela T-6, $h_g - h_f = 197{,}21$ kJ/kg, então, com a Eq. 7.9,

$$s_g - s_f = \frac{197{,}21 \text{ kJ/kg}}{273{,}15 \text{ K}} = 0{,}7220 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

que é o valor calculado utilizando s_f e s_g da tabela. Para dar um outro exemplo, considere o Refrigerante 134a a 0°F. Da Tabela T-6E, $h_g - h_f = 90{,}12$ Btu/lb, então

$$s_g - s_f = \frac{90{,}12 \text{ Btu/lb}}{459{,}67 \text{°R}} = 0{,}1961 \frac{\text{Btu}}{\text{lb} \cdot \text{°R}}$$

que está de acordo com o valor calculado utilizando-se s_f e s_g da tabela. ▲

Desenvolvendo as Equações T ds. (CD-ROM)

7.2.2 Variação de Entropia de um Gás Ideal

Para um gás ideal, $du = c_v(T)dT$, $dh = c_p(T)dT$ e $pv = RT$. Com essas relações, as equações $T\,ds$ (Eqs. 7.8a e 7.8b) fornecem, respectivamente,

$$ds = c_v(T)\frac{dT}{T} + R\frac{dv}{v} \qquad \text{e} \qquad ds = c_p(T)\frac{dT}{T} - R\frac{dp}{p}$$

Integrando, obtemos as seguintes expressões para a variação de entropia de um gás ideal:

$$s(T_2, v_2) - s(T_1, v_1) = \int_{T_1}^{T_2} c_v(T)\frac{dT}{T} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \tag{7.12}$$

$$s(T_2, p_2) - s(T_1, p_1) = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T)\frac{dT}{T} - R \ln \frac{p_2}{p_1} \tag{7.13}$$

Utilizando Tabelas de Gás Ideal. Assim como para as variações de energia interna e entalpia, o cálculo das variações de entropia para os gases ideais pode ser reduzido para uma abordagem conveniente na forma de tabela. Para começar, iniciamos pela escolha de um estado de referência e de um valor de referência: O valor da entropia específica é definido como zero no estado onde a temperatura é 0 K e a pressão é 1 atmosfera. Então, utilizando a Eq. 7.13, a entropia específica em um estado onde a temperatura é T e a pressão é 1 atm é determinada em relação a esse estado de referência e ao valor de referência como

$$s°(T) = \int_0^T \frac{c_p(T)}{T}\,dT \tag{7.14}$$

O símbolo $s°(T)$ designa a entropia específica na temperatura T e na *pressão de 1 atm*. Como $s°$ depende apenas da temperatura, ela pode ser tabelada em função da temperatura, da mesma forma que h e u. Para o

ar como um gás ideal, $s°$ com unidades de kJ/kg · K ou Btu/lb · °R é fornecido na Tabela T-9. Valores de $\bar{s}°$ para diversos outros gases comuns são fornecidos nas Tabelas T-11 em unidades de kJ/k · mol · K ou Btu/lbmol · °R. Uma vez que a integral da Eq. 7.13 pode ser representada em termos de $s°$,

$$\int_{T_1}^{T_2} c_p \frac{dT}{T} = \int_0^{T_2} c_p \frac{dT}{T} - \int_0^{T_1} c_p \frac{dT}{T}$$
$$= s°(T_2) - s°(T_1)$$

segue que a Eq. 7.13 pode ser escrita como

$$s(T_2, p_2) - s(T_1, p_1) = s°(T_2) - s°(T_1) - R \ln \frac{p_2}{p_1} \tag{7.15a}$$

ou em uma base molar

$$\bar{s}(T_2, p_2) - \bar{s}(T_1, p_1) = \bar{s}°(T_2) - \bar{s}°(T_1) - \bar{R} \ln \frac{p_2}{p_1} \tag{7.15b}$$

Utilizando as Eqs. 7.15 e os valores tabelados para $s°$ ou $\bar{s}°$, apropriadamente, as variações de entropia podem ser determinadas levando em conta explicitamente a variação do calor específico com a temperatura.

Por Exemplo... avaliemos a variação na entropia específica, em kJ/kg · K, para o ar modelado como um gás ideal de um estado onde $T_1 = 300$ K e $p_1 = 1$ bar para um estado onde $T_2 = 1000$ K e $p_2 = 3$ bar. Utilizando a Eq. 7.15a e os dados da Tabela T-9

$$s_2 - s_1 = s°(T_2) - s°(T_1) - R \ln \frac{p_2}{p_1}$$
$$= (2{,}96770 - 1{,}70203) \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} - \frac{8{,}314}{28{,}97} \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \ln \frac{3 \text{ bar}}{1 \text{ bar}}$$
$$= 0{,}9504 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \ \blacktriangle$$

Supondo Calores Específicos Constantes. Quando os calores específicos c_v e c_p são admitidos como constantes, as Eqs. 7.12 e 7.13 se reduzem, respectivamente, a

$$s(T_2, v_2) - s(T_1, v_1) = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \tag{7.16}$$

$$s(T_2, p_2) - s(T_1, p_1) = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1} \tag{7.17}$$

Essas equações, juntamente com as Eqs. 4.48 e 4.49 que fornecem Δu e Δh, respectivamente, são aplicáveis quando se admite o modelo de gás ideal com calores específicos constantes.

Por Exemplo... determinemos a variação de entropia específica, em kJ/kg · K, para o ar admitido como gás ideal submetido a um processo de $T_1 = 300$ K, $p_1 = 1$ bar para $T_2 = 400$ K, $p_2 = 5$ bar. Devido à variação em uma faixa de temperatura relativamente pequena, consideramos c_p um valor constante avaliado a 350 K. Utilizando a Eq. 7.17 e $c_p = 1{,}008$ kJ/kg · K da Tabela T-10

$$\Delta s = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1}$$
$$= \left(1{,}008 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right) \ln\left(\frac{400 \text{ K}}{300 \text{ K}}\right) - \left(\frac{8{,}314}{28{,}97} \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right) \ln\left(\frac{5 \text{ bar}}{1 \text{ bar}}\right)$$
$$= -0{,}1719 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \ \blacktriangle$$

Utilizando um Software para Calcular a Entropia de um Gás Ideal. (CD-ROM)

7.2.3 Variação de Entropia de uma Substância Incompressível

O modelo de substância incompressível descrito na Seção 4.3.6 considera que o volume específico (massa específica) é constante e que o calor específico depende apenas da temperatura, $c_v = c(T)$. Assim sendo, a variação diferencial na energia interna específica é $du = c(T)dT$ e a Eq. 7.8a se reduz a

$$ds = \frac{c(T)\,dT}{T} + \frac{p\,\cancelto{0}{dv}}{T} = \frac{c(T)\,dT}{T}$$

Integrando, a variação na entropia específica é

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c(T)}{T}\,dT \qquad \text{(incompressível)}$$

Quando o calor específico é considerado constante, temos

$$s_2 - s_1 = c \ln \frac{T_2}{T_1} \qquad \text{(incompressível, constante } c\text{)} \tag{7.18}$$

A Eq. 7.18, juntamente com as Eqs. 4.20 e 4.21 que fornecem Δu e Δh, respectivamente, é aplicável a líquidos e sólidos modelados como incompressíveis. Calores específicos de alguns líquidos e sólidos comuns são fornecidos nas Tabelas HT-1, 2, 4 e 5.

7.3 Variação de Entropia em Processos Internamente Reversíveis

Nesta seção é considerada a relação entre variação de entropia e transferência de calor para processos internamente reversíveis. Os conceitos apresentados têm aplicações importantes nas seções subseqüentes do livro. A presente discussão é limitada ao caso de sistemas fechados. Considerações semelhantes para volumes de controle são apresentadas na Seção 7.8.

À medida que um sistema fechado é submetido a um processo internamente reversível, sua entropia pode aumentar, diminuir ou permanecer constante. Isso pode ser visto utilizando-se a Eq. 7.4b

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\substack{\text{int}\\ \text{rev}}}$$

que indica que, quando um sistema fechado submetido a um processo internamente reversível recebe energia sob a forma de calor, o sistema sofre um aumento de entropia. Por outro lado, quando a energia é removida do sistema por transferência de calor, a entropia do sistema diminui. Isso significa que uma transferência de entropia *acompanha* a transferência de calor. A direção da transferência de entropia é a mesma da transferência de calor. Em um processo *adiabático* internamente reversível, a entropia permaneceria constante. Um processo com entropia constante, é chamado ***processo isentrópico***.

processo isentrópico

Rearrumando, a expressão acima fornece

$$(\delta Q)_{\substack{\text{int}\\ \text{rev}}} = T\,dS$$

Integrando do estado inicial 1 para um estado final 2

$$Q_{\substack{\text{int}\\ \text{rev}}} = \int_1^2 T\,dS \tag{7.19}$$

Da Eq. 7.19 podemos concluir que uma transferência de energia como calor para um sistema fechado durante um processo internamente reversível pode ser representada como uma área no diagrama temperatura-entropia. A Fig. 7.5 ilustra a interpretação geométrica da quantidade de calor transferida para um processo arbitrário internamente reversível no qual a temperatura varia. Observe cuidadosamente que a temperatura deve estar em Kelvin ou graus Rankine e que a área corresponde à área total sob a curva (mostrada no sombreado). Observe também que a interpretação da área de transferência de calor não é válida para processos irreversíveis, conforme discutido no Exemplo 7.2.

Para ilustrar os conceitos introduzidos nesta seção, o exemplo a seguir considera a água submetida a um processo internamente reversível mantida em uma montagem pistão-cilindro.

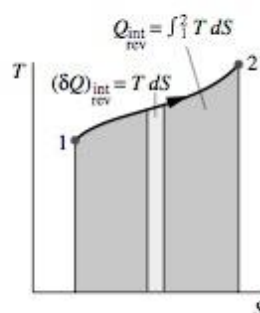



Figura 7.5 Representação geométrica do calor transferido para um processo internamente reversível em um sistema fechado.

EXEMPLO 7.1

PROCESSO INTERNAMENTE REVERSÍVEL PARA A ÁGUA

Água, inicialmente como líquido saturado a 100°C, está contida em um conjunto pistão-cilindro. A água é submetida a um processo que leva ao estado correspondente a vapor saturado, durante o qual o pistão se move livremente no cilindro. Se a mudança de estado é conseguida pelo aquecimento da água à medida que ela é submetida a um processo internamente reversível, a pressão e temperatura constantes, determine o trabalho e a quantidade de calor transferida por unidade de massa, em kJ/kg.

Solução

Dados: Água contida em um conjunto pistão-cilindro é submetida a um processo internamente reversível a 100°C do estado líquido saturado até o estado de vapor saturado.

Determinar: O trabalho e a quantidade de calor transferida por unidade de massa.

Esquema e Dados Fornecidos:

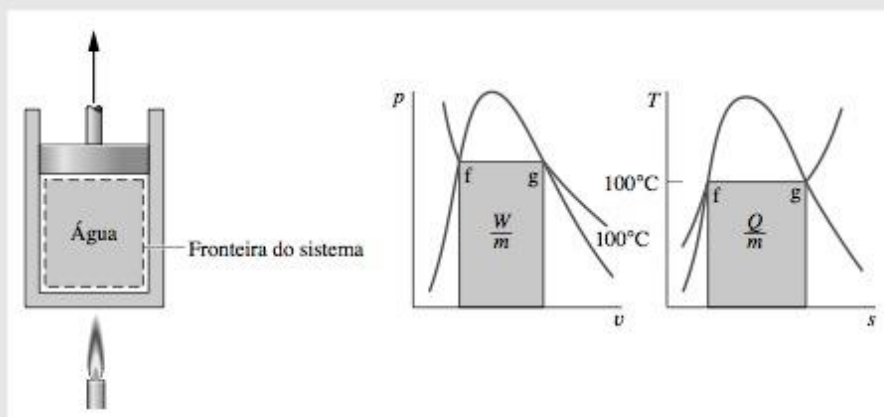



Figura E7.1

Hipóteses:

1. A água no conjunto pistão-cilindro constitui um sistema fechado.
2. O processo é internamente reversível.
3. A temperatura e a pressão são constantes durante o processo.
4. Não há variação de energia cinética ou potencial entre os estados final e inicial.

Análise: Para pressão constante o trabalho é

$$\frac{W}{m} = \int_f^g p\, dv = p(v_g - v_f)$$

Com os valores da Tabela T-2

$$\frac{W}{m} = (1{,}014 \text{ bar})(1{,}673 - 1{,}0435 \times 10^{-3})\left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right)\left|\frac{10^5 \text{ N/m}^2}{1 \text{ bar}}\right|\left|\frac{1 \text{ kJ}}{10^3 \text{ N}\cdot\text{m}}\right|$$
$$= 170 \text{ kJ/kg} \triangleleft$$

Uma vez que o processo é internamente reversível e a temperatura constante, a Eq. 7.19 fornece

$$Q = \int_f^g T\, dS = m\int_f^g T\, ds$$

ou

$$\frac{Q}{m} = T(s_g - s_f)$$

Com os valores da Tabela T-2

❶ $$\frac{Q}{m} = (373{,}15 \text{ K})(7{,}3549 - 1{,}3069) \text{ kJ/kg}\cdot\text{K} = 2257 \text{ kJ/kg} \triangleleft$$

Conforme mostrado na figura que acompanha a solução, o trabalho e a quantidade de calor transferida podem ser representados por áreas nos diagramas p–v e T–s, respectivamente.

❶ A quantidade de calor transferido pode ser calculada alternativamente a partir do balanço de energia escrito em uma base mássica como

$$u_g - u_f = \frac{Q}{m} - \frac{W}{m}$$

Introduzindo $W/m = p(v_g - v_f)$ e resolvendo

$$\frac{Q}{m} = (u_g - u_f) + p(v_g - v_f)$$
$$= (u_g + pv_g) - (u_f + pv_f)$$
$$= h_g - h_f$$

Da Tabela T-2 a 100°C, $h_g - h_f = 2257$ kJ/kg, que é o mesmo valor de Q/m aqui obtido.

7.4 Balanço de Entropia para Sistemas Fechados

Nesta seção, a desigualdade de Clausius, expressa pela Eq. 7.2, e a equação que define a variação de entropia são utilizadas para desenvolver o *balanço de entropia* para sistemas fechados. O balanço de entropia é uma expressão da segunda lei que é particularmente conveniente para a análise termodinâmica. A apresentação aqui é limitada a sistemas fechados. O balanço de entropia é estendido a volumes de controle na Seção 7.5.

7.4.1 Desenvolvendo o Balanço de Entropia

Um ciclo executado por um sistema fechado é mostrado na Fig. 7.6. O ciclo consiste no processo I, durante o qual irreversibilidades internas estão presentes, seguido por um processo R internamente reversível. Para esse ciclo, a Eq. 7.2 assume a forma

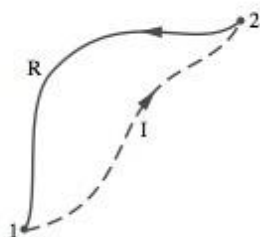



Figura 7.6 Ciclo utilizado para desenvolver o balanço de entropia.

$$\int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b + \int_2^1 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\substack{\text{int}\\\text{rev}}} = -\sigma \tag{7.20}$$

onde a primeira integral está relacionada ao processo I e a segunda ao processo R. O índice b na primeira integral serve como um lembrete de que o integrando é avaliado na fronteira do sistema. O índice não é necessário na segunda integral porque a temperatura é uniforme ao longo do sistema em cada estado intermediário do processo internamente reversível. Uma vez que não há irreversibilidades associadas com o processo R, o termo σ_{ciclo} da Eq. 7.2, que leva em conta o efeito das irreversibilidades durante o ciclo, se refere apenas ao processo I e é mostrado na Eq. 7.20 simplesmente como σ.

Aplicando-se a definição da variação de entropia, podemos representar a segunda integral da Eq. 7.20 como

$$S_1 - S_2 = \int_2^1 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\substack{\text{int}\\\text{rev}}}$$

Com isso, a Eq. 7.20 se torna

$$\int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b + (S_1 - S_2) = -\sigma$$

Finalmente, rearrumando a última equação, o ***balanço de entropia para o sistema fechado*** resulta em

balanço de entropia em sistema fechado

$$\underbrace{S_2 - S_1}_{\substack{\text{variação}\\\text{da entropia}}} = \underbrace{\int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b}_{\substack{\text{transferência}\\\text{de entropia}}} + \underbrace{\sigma}_{\substack{\text{geração}\\\text{de entropia}}} \tag{7.21}$$

Se os estados inicial e final forem fixados, a variação de entropia no lado esquerdo da Eq. 7.21 pode ser avaliada independentemente dos detalhes do processo. Entretanto, os dois termos do lado direito dependem explicitamente da natureza do processo e não podem ser determinados apenas a partir do conhecimento dos estados inicial e final. O primeiro termo do lado direito da Eq. 7.21 é associado com a transferência de calor para ou a partir do sistema durante o processo. Esse termo pode ser interpretado como a ***transferência de entropia associada à transferência de calor.*** O sentido da transferência de entropia é o mesmo da transferência de calor e a convenção de sinais é a mesma que se aplica à transferência de calor: Um valor positivo significa que a entropia é transferida para o sistema e um valor negativo significa que a entropia é transferida para fora do sistema. Quando não há transferência de calor, não há transferência de entropia.

transferência de entropia associada à transferência de calor

A variação de entropia de um sistema não está relacionada apenas à transferência de entropia, mas se deve em parte ao segundo termo do lado direito da Eq. 7.21 denotado por σ. O termo σ é positivo quando as irreversibilidades internas estão presentes durante o processo e desaparece quando não há irreversibilidade interna. Isso pode ser descrito dizendo que a ***entropia é produzida*** no sistema pela ação das irreversibilidades. A segunda lei da termodinâmica pode ser interpretada como obrigando que a entropia seja gerada pelas irreversibilidades e conservada apenas no limite em que as irreversibilidades sejam reduzidas a zero. Uma vez que σ mede o efeito das irreversibilidades presentes no interior do sistema durante o processo, seu valor depende da natureza do processo e não apenas dos estados inicial e final. σ *não* é uma propriedade.

produção de entropia

Quando se aplica o balanço de entropia a um sistema fechado, é essencial lembrar das exigências impostas pela segunda lei sobre a geração de entropia: A segunda lei exige que a *geração* de entropia seja positiva, ou nula, em valor

$$\sigma: \begin{cases} > 0 & \text{irreversibilidades presentes no interior do sistema} \\ = 0 & \text{irreversibilidades não estão presentes no interior do sistema} \end{cases} \tag{7.22}$$

O valor da geração de entropia não pode ser negativo. Ao contrário, a *variação* na entropia do sistema pode ser positiva, negativa ou nula:

$$S_2 - S_1 : \begin{cases} > 0 \\ = 0 \\ < 0 \end{cases} \tag{7.23}$$

Como outras propriedades, a variação de entropia pode ser determinada sem o conhecimento dos detalhes do processo.

Por Exemplo... para ilustrar os conceitos de transferência e de geração de entropia, assim como a natureza do balanço de entropia, considere a Fig. 7.7. A figura mostra um sistema que consiste em um gás ou líquido por em um recipiente rígido onde o fluido é agitado por um impelidor recebendo uma transferência de calor Q de um reservatório. A temperatura na região da fronteira onde ocorre a transferência de calor é a mesma que a temperatura constante do reservatório, T_b. Por definição, o reservatório é livre de irreversibilidades; entretanto, o sistema não está está livre de irreversibilidades, visto que o atrito do fluido está evidentemente presente e outras irreversibilidades possivelmente estão presentes no interior do sistema.

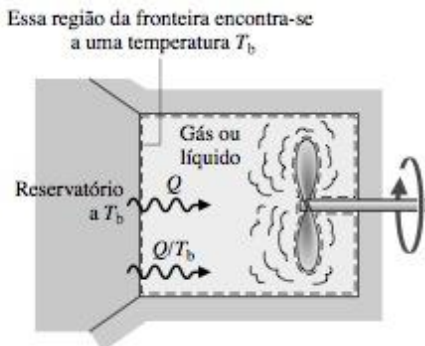



Figura 7.7 Ilustração dos conceitos de geração de entropia e transferência de entropia.

Apliquemos agora o balanço de entropia ao sistema e ao reservatório. Uma vez que T_b é constante, a integral na Eq. 7.21 pode ser prontamente calculada e o balanço de entropia para o *sistema* se reduz a

$$S_2 - S_1 = \frac{Q}{T_b} + \sigma \tag{7.24}$$

onde Q/T_b representa a transferência de entropia para o interior do sistema acompanhada da transferência de calor Q. O balanço de entropia para o *reservatório* assume a forma

$$\Delta S]_{res} = \frac{Q_{res}}{T_b} + \cancelto{0}{\sigma_{res}}$$

onde o termo geração de entropia assume o valor zero uma vez que o reservatório não apresenta irreversibilidades. Uma vez que $Q_{res} = -Q$, a última equação se torna

$$\Delta S]_{res} = -\frac{Q}{T_b}$$

O sinal negativo significa que a entropia é retirada do reservatório acompanhada da transferência de calor. Logo, a entropia do reservatório decresce em uma quantidade igual à entropia transferida dele para o sistema. Entretanto, conforme mostrado pela Fig. 7.24, a variação de entropia do sistema *excede* a quantidade de entropia transferida para ele devido à produção de entropia no interior do sistema. ▲

Se a transferência de calor nesse exemplo ocorresse no sentido contrário, passando do sistema para o reservatório, a magnitude da variação de entropia permaneceria a mesma, mas seu sentido seria oposto. Nesse caso, a entropia do sistema iria *decrescer* se a quantidade de entropia transferida *do* sistema para o reservatório *excedesse* a quantidade de entropia produzida no interior do sistema devido a irreversibilidades. Finalmente, observe que não há transferência de entropia associada a trabalho.

7.4.2 Outras Formas do Balanço de Entropia

O balanço de entropia pode ser representado em várias formas convenientes para análises particulares. Por exemplo, se a transferência de calor ocorre em diversos locais da fronteira de um sistema onde as temperaturas não variam com a posição ou com o tempo, o termo da transferência de entropia pode ser representado como um somatório, então a Eq. 7.21 assume a forma

$$S_2 - S_1 = \sum_j \frac{Q_j}{T_j} + \sigma \qquad (7.25)$$

onde Q_j/T_j é a quantidade de entropia transferida através da região da fronteira à temperatura T_j.

Em termos de taxa temporal, o ***balanço da taxa de entropia em um sistema fechado*** é

balanço da taxa de entropia em sistema fechado

$$\frac{dS}{dt} = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \dot{\sigma} \qquad (7.26)$$

onde dS/dt é a taxa de variação temporal de entropia do sistema. O termo $\dot{Q}_j/T_j$ representa a taxa temporal de transferência de entropia através da região da fronteira cuja temperatura instantânea é T_j. O termo $\dot{\sigma}$ leva em conta a taxa temporal de geração de entropia devido às irreversibilidades no interior do sistema.

7.4.3 Calculando Geração e Transferência de Entropia

Independentemente da forma utilizada para o balanço de entropia, o objetivo em várias aplicações é calcular o termo da geração de entropia. Entretanto, o valor da geração de entropia para um dado processo de um sistema não possui muitas vezes significado por si mesmo. Seu significado é normalmente determinado por comparação. Por exemplo, a geração de entropia no interior de um dado componente pode ser comparada aos valores de geração de entropia de outros componentes incluídos no sistema global formado por esses componentes. Comparando esses valores de geração de entropia, os componentes em que irreversibilidades significativas ocorrem podem ser identificados e colocados em ordem de importância. Isso permite que a atenção seja focalizada nos componentes que mais contribuem para a ineficiência da operação do sistema como um todo.

Para calcular o termo de transferência de entropia do balanço de entropia são necessárias tanto as informações sobre a transferência de calor quanto a temperatura na fronteira onde a transferência de calor ocorre. Contudo, o termo da transferência de entropia nem sempre está sujeito a um cálculo direto porque as informações necessárias podem não ser conhecidas ou definidas, como quando o sistema passa por estados suficientemente afastados do equilíbrio. Assim sendo, em tais aplicações, pode ser conveniente expandir o sistema para incluir a vizinhança imediata suficiente para que a temperatura da fronteira do *sistema expandido* corresponda à temperatura da vizinhança longe da vizinhança imediata do sistema, T_f. O termo da transferência de entropia fica então simplesmente Q/T_f. Entretanto, como as irreversibilidades presentes não são apenas as do sistema de interesse, mas as do sistema expandido, o termo da geração de entropia consideraria os efeitos das irreversibilidades internas no interior do sistema original e as irreversibilidades externas presentes na região da vizinhança incluída no sistema expandido.

7.4.4 Exemplos

Os exemplos a seguir ilustram o uso dos balanços de energia e entropia para a análise de sistemas fechados. As relações das propriedades e os diagramas das propriedades também contribuem significativamente no desenvolvimento das soluções. O primeiro exemplo reconsidera o sistema e os estados inicial e final do Exemplo 7.1 para demonstrar que a entropia é gerada quando as irreversibilidades internas estão presentes e que a quantidade de geração de entropia não é uma propriedade.

EXEMPLO 7.2

PROCESSO IRREVERSÍVEL PARA A ÁGUA

Água, inicialmente no estado de líquido saturado a 100°C, está contida em um conjunto pistão-cilindro. A água é submetida a um processo que a leva ao estado correspondente de vapor saturado, durante o qual o pistão se move livremente no cilindro. Não há transferência de calor para a vizinhança. Se a mudança de estado é conseguida pela ação de um impelidor, determine o trabalho líquido por unidade de massa, em kJ/kg, e a quantidade de entropia gerada por unidade de massa, em kJ/kg · K.

Solução

Dados: Água contida em conjunto pistão-cilindro é submetida a um processo adiabático a partir do estado de líquido saturado até o estado de vapor saturado a 100°C. Durante o processo, o pistão se move livremente e a água é misturada rapidamente com um impelidor.

Determinar: O trabalho líquido por unidade de massa e a entropia gerada por unidade de massa.

Esquema e Dados Fornecidos:

❶

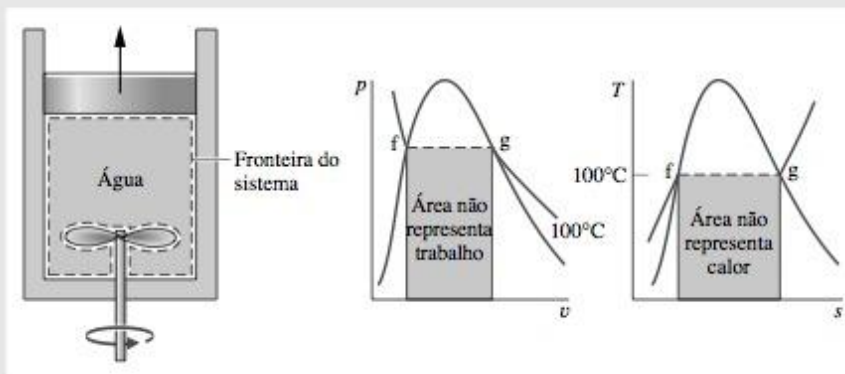



Figura E7.2

Hipóteses:

1. A água no conjunto pistão-cilindro é um sistema fechado.
2. Não há troca de calor com a vizinhança.
3. O sistema se encontra em estado de equilíbrio no início e no final do processo. Não há variação na energia cinética ou potencial entre esses dois estados.

Análise: Como o volume do sistema aumenta durante o processo, há uma transferência de energia devida a trabalho do sistema durante a expansão, assim como uma transferência de energia devida a trabalho para o sistema através do impelidor. O trabalho *líquido* pode ser calculado a partir de um balanço de energia, que com as hipóteses 2 e 3 se reduz a

$$\Delta U + \cancel{\Delta KE}^{0} + \cancel{\Delta PE}^{0} = \cancel{Q}^{0} - W$$

Por unidade de massa, o balanço de energia se reduz a

$$\frac{W}{m} = -(u_g - u_f)$$

Com valores de energia interna específica da Tabela T-2 a 100°C

$$\frac{W}{m} = -2087{,}56\ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \triangleleft$$

O sinal negativo indica que a entrada de trabalho por ação do impelidor é maior que o trabalho realizado pela água à medida que ela se expande.

A quantidade de entropia gerada é calculada pela aplicação do balanço de entropia. Uma vez que não há transferência de calor, o termo que considera a transferência de entropia se anula

$$\Delta S = \cancel{\int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_b}^{0} + \sigma$$

Na base de unidade de massa, rearrumando, temos

$$\frac{\sigma}{m} = s_g - s_f$$

Com valores de entropia específica da Tabela T-2 a 100°C

❷
$$\frac{\sigma}{m} = 6{,}048 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \triangleleft$$

❶ Embora o estado final e o inicial sejam estados de equilíbrio a uma mesma pressão e temperatura, a pressão e a temperatura não são necessariamente uniformes no interior do sistema nos estados *intermediários*, nem são necessariamente constantes durante o processo. Assim sendo, não há um "caminho" bem definido para o processo. Isso é enfatizado pelo uso das linhas tracejadas para representar o processo nos diagramas p–v e T–s. As linhas tracejadas indicam apenas que um processo aconteceu e que nenhuma "área" deve ser associada a ele. Em particular, observe que o processo é adiabático, então a "área" abaixo da linha tracejada no diagrama T–s não possui significado de calor transferido. Da mesma forma, o trabalho não pode ser associado à área do diagrama p–v.

❷ A mudança de estado desse exemplo é a mesma do Exemplo 7.1. Entretanto, no Exemplo 7.1 a mudança de estado decorreu da transferência de calor enquanto o sistema percorre um processo internamente reversível. Assim sendo, o valor da geração de entropia para o processo do Exemplo 7.1 é nulo. Aqui, o atrito do fluido está presente durante o processo e o valor da geração de entropia é positivo. Dessa forma, valores diferentes de geração de entropia são obtidos para dois processos entre os *mesmos* estados inicial e final. Isso demonstra que a geração de entropia não é uma propriedade.

Como ilustração da segunda lei, o exemplo a seguir utiliza o fato de que o termo da geração de entropia do balanço de entropia não pode ser negativo.

EXEMPLO 7.3

CALCULANDO O TRABALHO DE COMPRESSÃO TEÓRICO MÍNIMO

Refrigerante 134a é comprimido adiabaticamente em um conjunto pistão-cilindro a partir do estado de vapor saturado a 10°F para uma pressão final de 120 lbf/in^2. Determine o trabalho teórico mínimo de entrada necessário por unidade de massa do refrigerante, em Btu/lb.

Solução (CD-ROM)

Para indicar o significado relativo das irreversibilidades internas e externas, o exemplo a seguir ilustra a aplicação do balanço da taxa de entropia a um sistema e a um sistema estendido que consiste no próprio sistema inicial em uma região de sua vizinhança imediata.

EXEMPLO 7.4

LOCALIZANDO AS IRREVERSIBILIDADES

Baseando-se no Exemplo 3.4, calcule a taxa de geração de entropia $\dot{\sigma}$, em kW/K, para **(a)** caixa de engrenagens como o sistema e **(b)** um sistema estendido consistindo na caixa de engrenagens e parcela suficiente de sua vizinhança de forma que a transferência de calor ocorra à temperatura da vizinhança afastada da caixa de engrenagens, T_f = 293 K (20°C).

Solução

Dados: Uma caixa de engrenagens opera em estado estacionário com valores conhecidos de potência de entrada, através de um eixo de alta velocidade, potência de saída através de um eixo de baixa velocidade e a taxa de transferência de calor. A temperatura na superfície externa da caixa de engrenagens e a temperatura da vizinhança afastada da caixa de engrenagens também são conhecidas.

Determinar: A taxa de geração de entropia $\dot{\sigma}$ para cada um dos sistemas especificados mostrados no esquema.

Esquema e Dados Fornecidos:

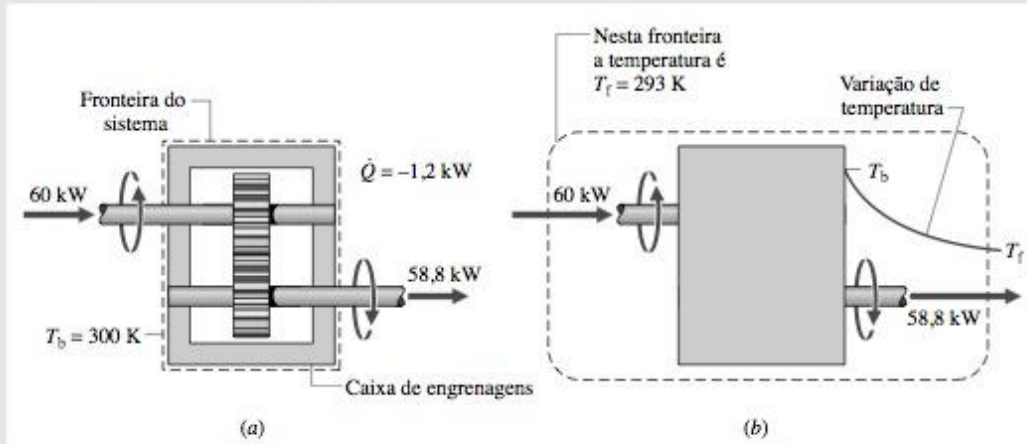



Figura E7.4

Hipóteses:

1. No item (a), a caixa de engrenagens é admitida como um sistema fechado operando em estado estacionário, conforme mostrado no esboço com os dados do Exemplo 3.4.
2. No item (b), a caixa de engrenagens e uma parte da vizinhança são escolhidas como um sistema fechado, conforme mostrado no esboço com os dados do Exemplo 3.4.
3. A temperatura da superfície externa da caixa de engrenagens e a temperatura da vizinhança são uniformes.

Análise: **(a)** Para obter uma expressão para a taxa de geração de entropia, iniciamos com o balanço de entropia para um sistema fechado na base da taxa de variação temporal: Eq. 7.26. Uma vez que a transferência de calor ocorre apenas a uma temperatura T_b, o balanço da taxa de entropia em estado estacionário se reduz a

$$\cancel{\frac{dS}{dt}}^{0} = \frac{\dot{Q}}{T_b} + \dot{\sigma}$$

Resolvendo

$$\dot{\sigma} = -\frac{\dot{Q}}{T_b}$$

Substituindo os valores conhecidos para a taxa de transferência de calor $\dot{Q}$ e a temperatura da superfície T_b

$$\dot{\sigma} = -\frac{(-1{,}2 \text{ kW})}{(300 \text{ K})} = 4 \times 10^{-3} \text{ kW/K} \quad \triangleleft$$

(b) Uma vez que a transferência de calor ocorre na temperatura T_f para o sistema estendido, o balanço da taxa de entropia em estado estacionário se reduz a

$$\cancel{\frac{dS}{dt}}^{0} = \frac{\dot{Q}}{T_f} + \dot{\sigma}$$

Resolvendo

$$\dot{\sigma} = -\frac{\dot{Q}}{T_f}$$

Introduzindo os valores conhecidos para a taxa de transferência de calor $\dot{Q}$ e a temperatura T_f

❶
$$\dot{\sigma} = -\frac{(-1{,}2 \text{ kW})}{(293 \text{ K})} = 4{,}1 \times 10^{-3} \text{ kW/K} \quad \triangleleft$$

❶ O valor da taxa de geração de entropia calculada no item (a) indica o significado das irreversibilidades associadas com o atrito e a transferência de calor *no interior* da caixa de engrenagens. No item (b), uma fonte adicional de irreversibilidade é incluída no sistema estendido, denominada irreversibilidade associada com a transferência de calor da superfície externa da caixa de engrenagens a T_b para a vizinhança a T_f. Nesse caso, as irreversibilidades no interior da caixa de engrenagens são dominantes, representando 97,6% da taxa total de geração de entropia.

7.5 Balanço da Taxa de Entropia para Volumes de Controle

Até aqui a discussão do conceito do balanço de entropia foi restrito ao caso de sistemas fechados. Nesta seção o balanço de entropia é estendido a volumes de controle.

Assim como massa e energia, entropia é uma propriedade extensiva, então também pode ser transferida para dentro e para fora de um volume de controle por escoamentos de matéria. Uma vez que essa é a principal diferença entre as formulações de sistemas fechados e volumes de controle, o ***balanço da taxa de entropia para um volume de controle*** pode ser obtido pela modificação da Eq. 7.26 para levar em conta essas transferências de entropia. O resultado é

balanço da taxa de entropia em volume de controle

$$\underbrace{\frac{dS_{vc}}{dt}}_{\substack{\text{taxa de}\\ \text{variação}\\ \text{de entropia}}} = \underbrace{\sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \sum_i \dot{m}_i s_i - \sum_e \dot{m}_e s_e}_{\substack{\text{taxas de}\\ \text{transferência}\\ \text{de entropia}}} + \underbrace{\dot{\sigma}_{vc}}_{\substack{\text{taxa de}\\ \text{produção}\\ \text{de entropia}}} \tag{7.27}$$

onde dS_{vc}/dt representa a taxa de variação temporal de entropia no volume de controle. Os termos $\dot{m}_i s_i$ e $\dot{m}_e s_e$ consideram, respectivamente, as taxas de *transferência* de entropia para dentro e fora do volume de controle que acompanha o fluxo de massa. Ao escrever a Eq. 7.27, admite-se escoamento unidimensional nos locais onde a massa entra e sai. O termo $\dot{Q}_j$ representa a taxa temporal de transferência de calor na posição da fronteira onde a temperatura instantânea é T_j. A taxa $\dot{Q}_j/T_j$ representa a taxa de *transferência* de entropia. O termo $\dot{\sigma}_{vc}$ designa a taxa temporal de *geração* de entropia devida às irreversibilidades *no interior* do volume de controle.

7.5.1 Analisando Volumes de Controle em Estado Estacionário

Uma vez que várias análises de engenharia envolvem volumes de controle em estado estacionário, é instrutivo listar formas de estado estacionário dos balanços desenvolvidos para massa, energia e entropia. Em estado estacionário, o princípio da conservação de energia assume a forma

$$\sum_i \dot{m}_i = \sum_e \dot{m}_e \tag{5.4}$$

O balanço da taxa de energia é

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_i \dot{m}_i\left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i\right) - \sum_e \dot{m}_e\left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right) \tag{5.10a}$$

Finalmente, o ***balanço da taxa de entropia em estado estacionário*** é obtido pela redução da Eq. 7.27 para fornecer

balanço da taxa de entropia em estado estacionário

$$0 = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \sum_i \dot{m}_i s_i - \sum_e \dot{m}_e s_e + \dot{\sigma}_{vc} \tag{7.28}$$

Na maior parte das vezes essas equações devem ser resolvidas simultaneamente, junto com as relações de propriedades apropriadas.

Massa e energia são quantidades que se conservam, mas a entropia não é conservada. A Eq. 5.4 indica que em estado estacionário a taxa total de fluxo de massa para dentro do volume de controle é igual à taxa total de fluxo de massa para fora do volume de controle. Da mesma forma, a Eq. 5.10a indica que a taxa total de transferência de energia para dentro do volume de controle é igual à taxa total de transferência de energia para fora do volume de controle. Contudo, a Eq. 7.28 requer que a taxa pela qual a energia é transferida para fora deve *exceder* a taxa pela qual a entropia entra, sendo a diferença a taxa de geração de entropia no volume de controle devido a irreversibilidades.

Volumes de Controle com Uma Saída e Uma Entrada

Uma vez que muitas aplicações envolvem volumes de controle com uma saída e uma entrada em estado estacionário, listemos também a formulação do balanço da taxa de entropia para esse caso importante:

$$0 = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \dot{m}\, s_1 - s_2 + \dot{\sigma}_{vc}$$

Ou, dividindo pela taxa de massa $\dot{m}$ e rearrumando

$$s_2 - s_1 = \frac{1}{\dot{m}}\left(\sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j}\right) + \frac{\dot{\sigma}_{vc}}{\dot{m}} \qquad (7.29)$$

Os dois termos do lado direito da Eq. 7.29 designam, respectivamente, a taxa de transferência de entropia que acompanha a transferência de calor e a taxa de geração de entropia no volume de controle, *por unidade de escoamento de massa através do volume de controle*. Da Eq. 7.29 pode-se concluir que a entropia de uma unidade de massa passando da entrada para a saída pode aumentar, diminuir ou permanecer a mesma. Além disso, devido ao valor do segundo termo da direita nunca poder ser negativo, um decréscimo na entropia específica da entrada para a saída pode ocorrer apenas quando mais entropia, acompanhada da transferência de calor, for transferida para fora do volume de controle do que a gerada por irreversibilidades no interior do volume de controle. Quando o valor desse termo de transferência de entropia for positivo, a entropia específica na saída é maior do que a entropia específica na entrada, irreversibilidades internas presentes ou não. No caso especial, no qual não há transferência de entropia acompanhando a transferência de calor, a Eq. 7.29 se reduz a

$$s_2 - s_1 = \frac{\dot{\sigma}_{vc}}{\dot{m}} \qquad (7.30)$$

Assim sendo, quando há irreversibilidades presentes no interior do volume de controle, a entropia de uma unidade de massa aumenta à medida que ela passa da entrada para a saída. No caso-limite, no qual não haja irreversibilidades presentes, a massa unitária passa através do volume de controle sem variação em sua entropia — isto é, isentropicamente.

7.5.2 Exemplos

Os exemplos a seguir ilustram o uso dos balanços de massa, energia e entropia para a análise de volumes de controle em estado estacionário. Observe cuidadosamente que as relações de propriedades e os diagramas de propriedades também desempenham papéis importantes para a obtenção das soluções.

No primeiro exemplo, calculamos a taxa da geração de entropia em uma turbina operando em estado estacionário quando há transferência de calor a partir da turbina.

Exemplo 7.5

Geração de Entropia em uma Turbina a Vapor

Vapor entra em uma turbina com uma pressão de 30 bar, a uma temperatura de 400°C e a uma velocidade de 160 m/s. Vapor saturado a 100°C sai com uma velocidade de 100 m/s. Em estado estacionário, a turbina desenvolve um trabalho de 540 kJ por kg de vapor escoando através da turbina. Ocorre transferência de calor entre a turbina e a sua vizinhança a uma temperatura média da superfície externa igual a 350 K. Determine a taxa na qual a entropia é gerada no interior da turbina por kg de vapor escoando, em kJ/kg · K. Despreze a variação na energia potencial entre a entrada e a saída.

Solução

Dados: Vapor se expande através de uma turbina em estado estacionário para o qual os dados são fornecidos.

Determinar: A taxa de geração de entropia por kg de vapor escoando.

Esquema e Dados Fornecidos:

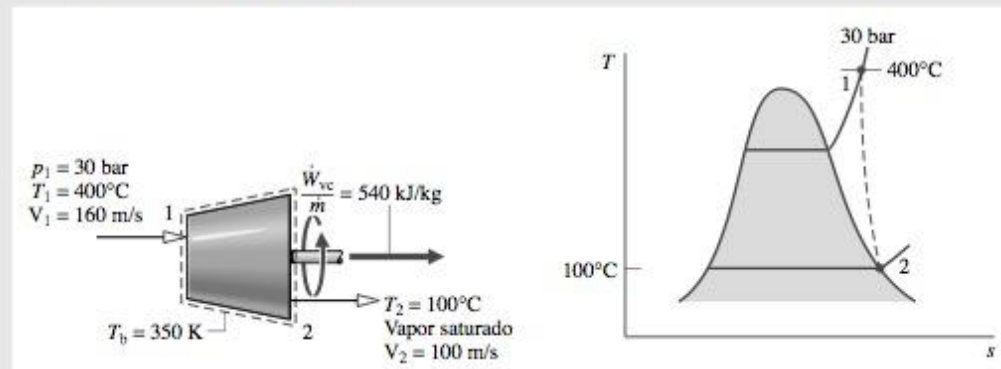



Figura E7.5

Hipóteses:

1. O volume de controle mostrado no esboço está em estado estacionário.

2. A transferência de calor da turbina para sua vizinhança ocorre a uma temperatura média especificada da superfície externa.

3. A variação na energia potencial entre a entrada e a saída pode ser desprezada.

Análise: Para determinar a geração de entropia por unidade de massa escoando através da turbina, iniciamos com os balanços de massa e de entropia para o volume de controle com uma entrada e uma saída em estado estacionário:

$$0 = \dot{m}_1 - \dot{m}_2$$

$$0 = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \dot{m}_1 s_1 - \dot{m}_2 s_2 + \dot{\sigma}_{vc}$$

Uma vez que a transferência de calor ocorre apenas a $T_b = 350$ K, o primeiro termo do lado direito do balanço da taxa de entropia se reduz a $\dot{Q}_{vc}/T_b$. Combinando os balanços das taxas de massa e entropia

$$0 = \frac{\dot{Q}_{vc}}{T_b} + \dot{m}(s_1 - s_2) + \dot{\sigma}_{vc}$$

onde $\dot{m}$ é a vazão. Resolvendo para $\dot{\sigma}_{vc}/\dot{m}$

$$\frac{\dot{\sigma}_{vc}}{\dot{m}} = -\frac{\dot{Q}_{vc}/\dot{m}}{T_b} + (s_2 - s_1)$$

A taxa de transferência de calor $\dot{Q}_{vc}/\dot{m}$, necessária para essa equação, é calculada a seguir.

Uma redução dos balanços das taxas de massa e entropia resulta em

$$\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{m}} = \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} + (h_2 - h_1) + \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2}\right)$$

em que a variação na energia potencial da entrada para a saída é desprezada pela hipótese 3. Da Tabela T-4 a 30 bar, 400°C, $h_1 = 3230{,}9$ kJ/kg e da Tabela T-2, $h_2 = h_g(100°C) = 2676{,}1$ kJ/kg. Então

$$\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{m}} = 540\,\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + (2676{,}1 - 3230{,}9)\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) + \left[\frac{(100)^2 - (160)^2}{2}\right]\left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}\right)\left|\frac{1\ \text{N}}{1\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}\right|\left|\frac{1\ \text{kJ}}{10^3\ \text{N}\cdot\text{m}}\right|$$

$$= 540 - 554{,}8 - 7{,}8 = -22{,}6\ \text{kJ/kg}$$

Da Tabela T-2, $s_2 = 7{,}3549$ kJ/kg · K e da Tabela T-4, $s_1 = 6{,}9212$ kJ/kg · K. Inserindo valores na expressão para a geração de entropia

❶
$$\frac{\dot{\sigma}_{vc}}{\dot{m}} = -\frac{(-22{,}6\ \text{kJ/kg})}{350\ \text{K}} + (7{,}3549 - 6{,}9212)\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right)$$

$$= 0{,}0646 + 0{,}4337 = 0{,}4983\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \ \triangleleft$$

❶ Se a fronteira fosse localizada de modo a incluir uma parte da vizinhança imediata para que a transferência de calor ocorresse na temperatura da vizinhança, digamos de $T_f = 293$ K, a geração de entropia para o volume de controle expandido seria 0,511 kJ/kg · K. Deixamos como exercício verificar esse valor e explicar por que a geração de entropia para o volume de controle expandido seria maior do que para um volume de controle que consiste apenas na turbina.

No Exemplo 7.6, os balanços das taxas de massa, energia e entropia são utilizados para testar o desempenho de um dispositivo para produzir correntes de ar quente e frio a partir de uma única corrente de ar a uma temperatura intermediária.

EXEMPLO 7.6

AVALIANDO UMA ESPECIFICAÇÃO DE DESEMPENHO

Um inventor afirma ter desenvolvido um dispositivo que, mesmo não necessitando de transferência de energia sob a forma de trabalho ou calor, permite a produção de ar quente e frio a partir de uma única corrente de ar a uma temperatura intermediária. O inventor fornece os dados de um teste em estado estacionário indicando que quando o ar entra a uma temperatura de 70°F e uma pressão de 5,1 atm, correntes separadas de ar saem a temperaturas de 0 e 175°F, respectivamente, e cada uma a pressão de 1 atm. Sessenta por cento da massa que entra no dispositivo saem a uma temperatura mais baixa. Avalie a afirmação do inventor, empregando o modelo de gás ideal para o ar e desprezando as variações nas energias cinética e potencial das correntes de entrada e de saída.

Solução

Dados: São fornecidos dados para um dispositivo que em estado estacionário produz correntes quente e fria de ar, a partir de uma única corrente de ar a uma temperatura intermediária sem transferências de energia por trabalho ou calor.

Determinar: Se o dispositivo pode operar conforme descrito pelo inventor.

Esquema e Dados Fornecidos:

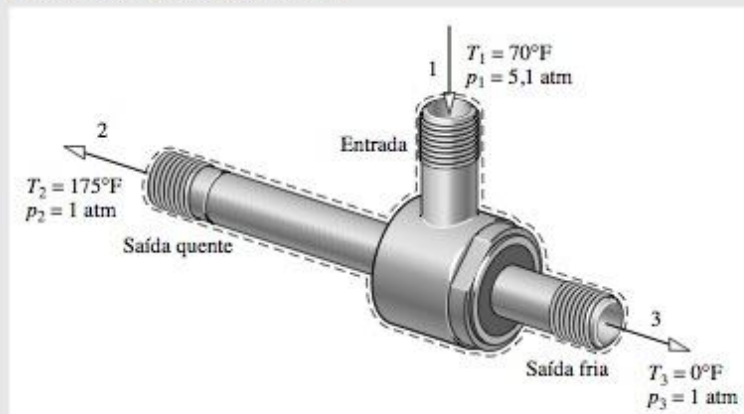



Figura E7.6

Hipóteses:

1. O volume de controle mostrado no esboço está em estado estacionário.

2. Para o volume de controle, $\dot{W}_{vc} = 0$ e $\dot{Q}_{vc} = 0$.

3. Variações nas energias cinética e potencial entre a entrada e a saída podem ser desprezadas.

❶ **4.** O ar é modelado como um gás ideal com $c_p = 0{,}24$ Btu/lb · °R constante.

Análise: Para que o dispositivo opere como afirmado, os princípios de conservação de massa e energia devem ser satisfeitos. A segunda lei da termodinâmica também deve ser satisfeita e, em particular, a taxa de geração de entropia não pode ser negativa. Assim sendo, os balanços das taxas de massa, energia e entropia, por sua vez, são considerados individualmente.

Com as hipóteses 1 a 3, os balanços das taxas de massa e energia se reduzem, respectivamente, a

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3$$
$$0 = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_3 h_3$$

Uma vez que $\dot{m}_3 = 0{,}6\dot{m}_1$, segue do balanço da taxa de massa que $\dot{m}_2 = 0{,}4\dot{m}_1$. Combinando balanços das taxas de massa e energia e avaliando as variações na entalpia específica utilizando c_p constante, o balanço da taxa de energia também é satisfeito. Isto é,

$$\begin{aligned} 0 &= (\dot{m}_2 + \dot{m}_3)h_1 - \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_3 h_3 \\ &= \dot{m}_2(h_1 - h_2) + \dot{m}_3(h_1 - h_3) \\ &= 0{,}4\dot{m}_1[c_p(T_1 - T_2)] + 0{,}6\dot{m}_1[c_p(T_1 - T_3)] \quad ❷ \\ &= 0{,}4(-105) + 0{,}6(70) = 0 \end{aligned}$$

Assim sendo, com os dados fornecidos os princípios de conservação de massa e energia são satisfeitos.

Uma vez que nenhuma transferência de calor significativa ocorre, o balanço da taxa de entropia em estado estacionário tem a seguinte forma

$$0 = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j}^{0} + \dot{m}_1 s_1 - \dot{m}_2 s_2 - \dot{m}_3 s_3 + \dot{\sigma}_{vc}$$

Combinando os balanços das taxas de massa e entropia,

$$\begin{aligned} 0 &= (\dot{m}_2 + \dot{m}_3)s_1 - \dot{m}_2 s_2 - \dot{m}_3 s_3 + \dot{\sigma}_{vc} \\ &= \dot{m}_2(s_1 - s_2) + \dot{m}_3(s_1 - s_3) + \dot{\sigma}_{vc} \\ &= 0{,}4\dot{m}_1(s_1 - s_2) + 0{,}6\dot{m}_1(s_1 - s_3) + \dot{\sigma}_{vc} \end{aligned}$$

Resolvendo para $\dot{\sigma}_{vc}/\dot{m}_1$ e utilizando a Eq. 7.17 para avaliar as variações na entalpia específica,

$$\begin{aligned} \frac{\dot{\sigma}_{vc}}{\dot{m}_1} &= 0{,}4\left[c_p \ln\frac{T_2}{T_1} - R\ln\frac{p_2}{p_1}\right] + 0{,}6\left[c_p \ln\frac{T_3}{T_1} - R\ln\frac{p_3}{p_1}\right] \\ &= 0{,}4\left[\left(0{,}24\frac{\text{Btu}}{\text{lb}\cdot{}^\circ\text{R}}\right)\ln\frac{635}{530} - \left(\frac{1{,}986}{28{,}97}\frac{\text{Btu}}{\text{lb}\cdot{}^\circ\text{R}}\right)\ln\frac{1}{5{,}1}\right] \qquad ❸ \\ &\quad + 0{,}6\left[\left(0{,}24\frac{\text{Btu}}{\text{lb}\cdot{}^\circ\text{R}}\right)\ln\frac{460}{530} - \left(\frac{1{,}986}{28{,}97}\frac{\text{Btu}}{\text{lb}\cdot{}^\circ\text{R}}\right)\ln\frac{1}{5{,}1}\right] \\ &= 0{,}1086\frac{\text{Btu}}{\text{lb}\cdot{}^\circ\text{R}} \qquad ❹ \end{aligned}$$

Portanto, a segunda lei da termodinâmica é também satisfeita.

❺ Com base neste resultado, a afirmativa do inventor não viola os princípios da termodinâmica. ◁

❶ Uma vez que o calor específico c_p do ar varia pouco no intervalo de temperatura de 0 a 175°F, c_p pode ser considerado constante. Da Tabela T-10, $c_p = 0{,}24$ Btu/lb · °R.

❷ Uma vez que as *diferenças* de temperatura estão envolvidas nesse cálculo, as temperaturas podem estar ou em °R ou em °F.

❸ Nesse cálculo envolvendo *razões* de temperatura, as temperaturas devem estar em °R.

❹ Se o valor da taxa de geração de entropia fosse negativo ou nulo, a afirmativa seria rejeitada. Um valor negativo é impossível pela segunda lei e o valor nulo indicaria operação sem irreversibilidades.

❺ Tais dispositivos existem *de fato*. Eles são conhecidos como *tubos de vórtice* e são utilizados na indústria em *sistemas de refrigeração pontuais*.

No Exemplo 7.7, calculamos e comparamos as taxas de geração de entropia para três componentes de um sistema de bomba de calor. Bombas de calor são estudadas no Cap. 8.

Exemplo 7.7

Geração de Entropia em Componentes de Bombas de Calor

Componentes de uma bomba de calor para o fornecimento de ar aquecido para uma residência são mostrados no CD-ROM. Em estado estacionário, Refrigerante 22 entra no compressor a −5°C, 3,5 bar e é comprimido adiabaticamente até 75°C, 14 bar. Do compressor, o refrigerante passa através do condensador, onde ele se condensa para líquido a 28°C, 14 bar. O refrigerante então se expande através de uma válvula de estrangulamento para 3,5 bar. Os estados do refrigerante são mostrados no diagrama *T–s*. O ar que retorna da residência entra no condensador a 20°C, 1 bar com uma vazão volumétrica de 0,42 m³/s e sai a 50°C com uma variação desprezível na pressão. Utilizando o modelo de gás ideal para o ar e desprezando os efeitos de energias cinética e potencial: **(a)** determine as taxas de geração de entropia, em kW/K, para volumes de controle envolvendo o condensador, o compressor e a válvula de estrangulamento, respectivamente. **(b)** Discuta as fontes de irreversibilidade nos componentes considerados no item (a).

Solução (CD-ROM)

7.6 PROCESSOS ISENTRÓPICOS

O termo *isentrópico* significa entropia constante. Processos isentrópicos são encontrados em várias discussões subseqüentes. O objetivo desta seção é explicar como as propriedades são relacionadas em dois estados quaisquer de um processo no qual não há variação de entropia específica.

7.6.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS

As propriedades em estados que têm a mesma entropia específica podem ser relacionadas utilizando os dados de propriedades em forma gráfica ou tabular discutidas na Seção 7.2. Por exemplo, conforme ilustrado na Fig. 7.8, os diagramas temperatura-entropia e entalpia-entropia são particularmente convenientes para a determinação das propriedades nos estados que têm o mesmo valor de entropia específica. Todos os estados em uma linha vertical passando através de um dado estado têm a mesma entropia. Se o estado 1 na Fig. 7.8 for fixado pela pressão p_1 e temperatura T_1, os estados 2 e 3 são localizados imediatamente desde que uma propriedade adicional, como pressão ou temperatura, seja especificada. Os valores de diversas outras propriedades nos estados 2 e 3 podem então ser lidos diretamente das figuras.

Os dados das tabelas também podem ser utilizados para relacionar dois estados com a mesma entropia específica. Para o caso mostrado na Fig. 7.8, a entropia específica no estado 1 poderia ser determinada a partir da tabela de vapor superaquecido. Então, com $s_2 = s_1$ e um outro valor de propriedade, tais como p_2 ou T_2, o estado 2 poderia ser localizado na tabela de vapor superaquecido. Os valores das propriedades v, u e h no estado 2 podem então ser lidos a partir da tabela. Observe que o estado 3 está nas regiões bifásicas líquido-vapor da Fig. 7.8. Como $s_3 = s_1$, o título no estado 3 poderia ser determinado utilizando-se a Eq. 7.6. Com o título conhecido, outras propriedades como v, u e h poderiam então ser avaliadas. A obtenção dos dados de entropia por computador fornece uma tabela de dados alternativa.

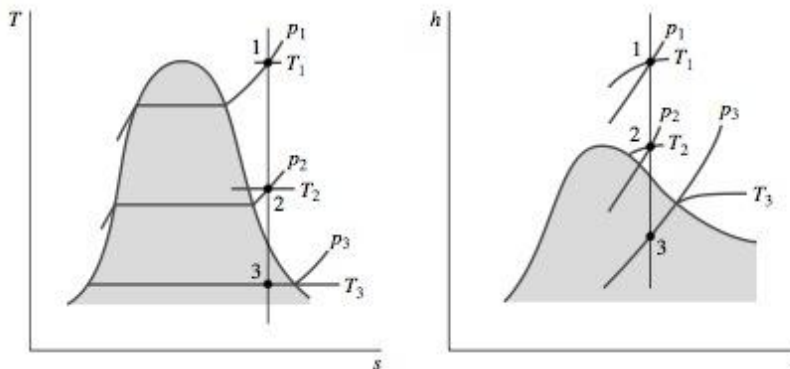



Figura 7.8 Diagramas T–s e h–s mostrando os estados com o mesmo valor de entropia específica.

7.6.2 UTILIZANDO O MODELO DE GÁS IDEAL

A Fig. 7.9 mostra dois estados de um gás ideal com o mesmo valor de entropia específica. Consideremos relações entre pressão, volume específico e temperatura nesses dois estados, utilizando inicialmente as tabelas de gás ideal e depois supondo calores específicos constantes.

Figura 7.9 Dois estados de um gás ideal onde $s_2 = s_1$.

TABELAS DE GÁS IDEAL

Para dois estados com a mesma entropia específica, a Eq. 7.15a se reduz a

$$0 = s^\circ(T_2) - s^\circ(T_1) - R \ln \frac{p_2}{p_1} \tag{7.31a}$$

A Eq. 7.31a envolve quatro valores de propriedades: p_1, T_1, p_2 e T_2. Se três quaisquer forem conhecidas, a quarta pode ser determinada. Se, por exemplo, a temperatura no estado 1 e a razão da pressão p_2/p_1 forem conhecidas, a temperatura no estado 2 pode ser determinada a partir de

$$s^\circ(T_2) = s^\circ(T_1) + R \ln \frac{p_2}{p_1} \tag{7.31b}$$

Uma vez que T_1 é conhecido, $s°(T_1)$ seria obtido da tabela apropriada, o valor $s°(T_2)$ seria calculado e a temperatura T_2 seria então determinada por interpolação. Se p_1, T_1 e T_2 forem especificados e a pressão no estado 2 for desconhecida, a Eq. 7.31a seria resolvida para obtermos

$$p_2 = p_1 \exp\left[\frac{s°(T_2) - s°(T_1)}{R}\right] \tag{7.31c}$$

As Eqs. 7.31 podem ser utilizadas quando os dados $s°$(ou $\bar{s}°$) forem conhecidos, como para os gases das Tabelas T-9 e T-11.

Ar. Para o caso especial de *ar* modelado como um gás ideal, a Eq. 7.31c fornece a base para uma abordagem alternativa em forma de tabela para relacionar temperaturas e pressões de dois estados com mesma entropia específica. Para introduzir isso, reescrevemos a equação como

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{\exp[s°(T_2)/R]}{\exp[s°(T_1)/R]}$$

A grandeza $\exp[s°(T)/R]$ que aparece nessa expressão é função apenas da temperatura e recebe o símbolo $p_r(T)$. O tabelamento de p_r em função da temperatura para o *ar* é fornecido nas Tabelas T-9. Em termos da função p_r, a última equação se torna

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_{r2}}{p_{r1}} \qquad (s_1 = s_2, \text{ somente ar}) \tag{7.32}$$

onde $p_{r1} = p_r(T_1)$ e $p_{r2} = p_r(T_2)$.

Uma relação entre os volumes específicos e as temperaturas para os dois estados do ar com a mesma entropia específica também pode ser desenvolvida na forma

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{v_{r2}}{v_{r1}} \qquad (s_1 = s_2, \text{ somente ar}) \tag{7.33}$$

onde $v_{r1} = v_r(T_1)$ e $v_{r2} = v_r(T_2)$. Valores de v_r para o *ar* são tabelados em função da temperatura nas Tabelas T-9. Finalmente, observe que p_r e v_r não têm significado físico.

Admitindo Calores Específicos Constantes

Consideremos, a seguir, como as propriedades estão relacionadas para processos isentrópicos de um gás ideal quando os calores específicos forem constantes. Para qualquer um desses casos, as Eqs. 7.16 e 7.17 se reduzem às equações

$$0 = c_p \ln\frac{T_2}{T_1} - R \ln\frac{p_2}{p_1}$$

$$0 = c_v \ln\frac{T_2}{T_1} + R \ln\frac{v_2}{v_1}$$

Substituindo as relações de gás ideal, as Eqs. 4.45 e 4.46

$$c_p = \frac{kR}{k-1}, \qquad c_v = \frac{R}{k-1}$$

Essas equações podem ser resolvidas, respectivamente, fornecendo

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(k-1)/k} \qquad (s_1 = s_2, k \text{ constante}) \tag{7.34}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} \qquad (s_1 = s_2, k \text{ constante}) \tag{7.35}$$

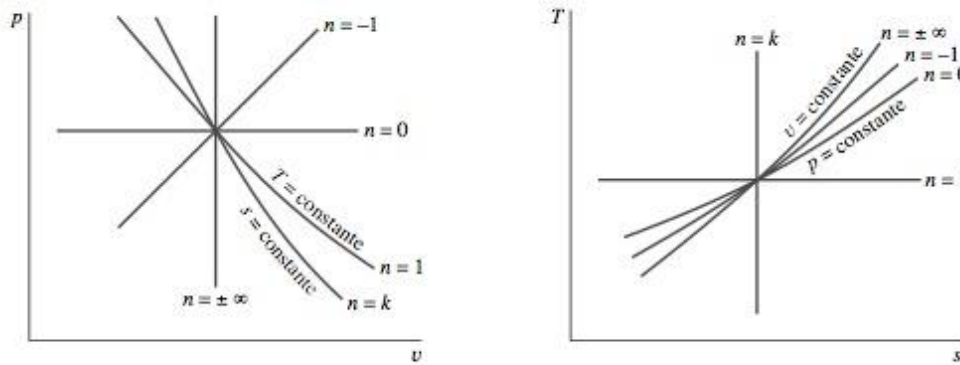



Figura 7.10 Processos politrópicos nos diagramas p–v e T–s.

A relação que se segue pode ser obtida eliminando-se a razão de temperaturas das Eqs. 7.34 e 7.35:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k \qquad (s_1 = s_2, k \text{ constante}) \tag{7.36}$$

A partir da forma da Eq. 7.36, pode-se concluir que um processo politrópico $pv^k = constante$ de um gás ideal com k constante é um processo isentrópico. Observamos na Seção 4.8 que um processo politrópico de um gás ideal para o qual $n = 1$ é um processo isotérmico (temperatura constante). Para *qualquer* fluido $n = 0$ corresponde a um processo isobárico (pressão constante) e $n = \pm\infty$ corresponde a um processo isométrico (volume constante). Processos politrópicos correspondentes a esses valores de n são mostrados na Fig. 7.10 nos diagramas p–v e T–s.

Os meios para a avaliação dos dados para um processo isentrópico envolvendo ar modelado como um gás ideal são considerados no exemplo a seguir.

EXEMPLO 7.8

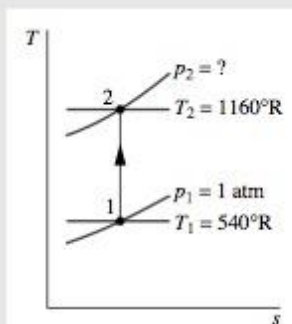
PROCESSO ISENTRÓPICO PARA O AR

Ar é submetido a um processo isentrópico de $p_1 = 1$ atm, $T_1 = 540$°R até um estado final onde a temperatura é $T_2 = 1160$°R. Empregando o modelo de gás ideal, determine a pressão final p_2, em atm. Resolva utilizando **(a)** dados de p_r da Tabela T-9E, **(b)** uma razão de calor específico constante k avaliado na temperatura média, 850°R, da Tabela T-10E, **(c)** *Interactive Thermodynamics:IT*.

Solução

Dados: Ar é submetido a um processo isentrópico a partir de um estado onde a pressão e a temperatura são conhecidas para um estado onde a temperatura é especificada.

Determinar: A pressão final utilizando (a) dados de p_r, (b) um valor constante para a razão de calores específicos k, (c) *IT*.

Esquema e Dados Fornecidos:

Hipóteses:

1. Uma quantidade de ar considerada como sistema é submetida a um processo isentrópico.
2. O ar pode ser modelado como um gás ideal.
3. No item (b) a razão de calores específicos é constante.

Figura E7.8

Análise: **(a)** As pressões e as temperaturas nos dois estados de um gás ideal com a mesma entropia específica são relacionadas pela Eq. 7.32

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_{r2}}{p_{r1}}$$

Resolvendo

$$p_2 = p_1 \frac{p_{r2}}{p_{r1}}$$

Com os valores de p_r da Tabela T-9E

$$p = (1 \text{ atm}) \frac{21{,}18}{1{,}3860} = 15{,}28 \text{ atm} \triangleleft$$

(b) Quando a razão dos calores específicos é considerada constante, as temperaturas e as pressões nos dois estados de um gás ideal, que possuem a mesma entropia específica, são relacionadas pela Eq. 7.34. Assim sendo,

$$p_2 = p_1 \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{k/(k-1)}$$

Da Tabela T-10E a 390°F (850°R), $k = 1{,}39$. Inserindo valores na expressão anterior,

❶

$$p_2 = (1 \text{ atm}) \left(\frac{1160}{540}\right)^{1{,}39/0{,}39} = 15{,}26 \text{ atm} \triangleleft$$

(c) Solução no IT. (CD-ROM)

❶ A concordância entre as respostas obtidas nos itens (a) e (b) é atribuída ao uso do valor apropriado para a razão k de calores específicos.

7.7 Eficiências Isentrópicas de Turbinas, Bocais, Compressores e Bombas

Engenheiros freqüentemente utilizam eficiências e empregam várias definições diferentes de eficiência. Nesta seção são apresentadas eficiências *isentrópicas* para turbinas, bocais, compressores e bombas. Eficiências isentrópicas envolvem uma comparação entre o desempenho real de um equipamento e o desempenho que seria atingido em circunstâncias idealizadas para o mesmo estado inicial e a mesma pressão de saída. Essas eficiências são freqüentemente utilizadas nas seções subseqüentes do livro.

Eficiência Isentrópica de Turbinas

Para introduzir a eficiência isentrópica de turbinas, consulte a Fig. 7.11, que mostra uma expansão em uma turbina em um diagrama Mollier. O estado do fluido que está sendo admitido na turbina e a pressão de saída são fixados. A transferência de calor entre a turbina e sua vizinhança é desprezada, assim como os efeitos das energias cinética e potencial. Com essas hipóteses, os balanços das taxas de massa e energia se reduzem, em estado estacionário, para fornecer o trabalho desenvolvido por unidade de massa escoando através da turbina

$$\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} = h_1 - h_2$$

Uma vez que o estado 1 é fixado, a entalpia específica h_1 é conhecida. Assim sendo, o valor do trabalho depende apenas da entalpia específica h_2 e aumenta à medida que h_2 diminui. O valor *máximo* para o trabalho da turbina corresponde ao menor valor *aceitável* para a entalpia específica na saída da turbina. Isso pode ser determinado utilizando-se a segunda lei.

Uma vez que não há transferência de calor, os estados de saída permitidos são limitados pela Eq. 7.30

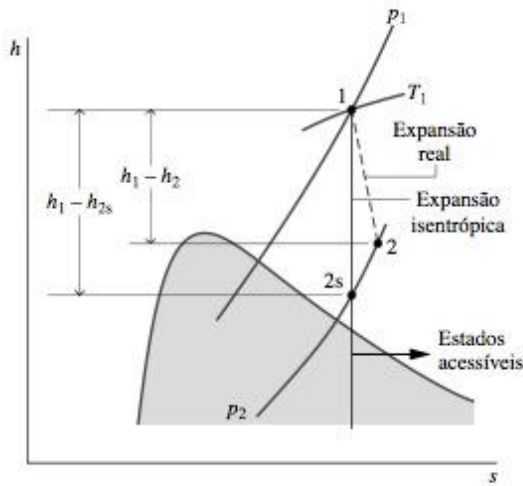



Figura 7.11 Comparação de expansões real e isentrópica através de uma turbina.

$$\frac{\dot{\sigma}_{vc}}{\dot{m}} = s_2 - s_1 \geq 0$$

Como a geração de entropia $\dot{\sigma}_{vc}/\dot{m}$ não pode ser negativa, estados com $s_2 < s_1$ não são aceitáveis em uma expansão adiabática. Os únicos estados que podem ser atingidos são aqueles com $s_2 > s_1$. O estado denominado "2s" na Fig. 7.11 seria atingido apenas no limite de nenhuma irreversibilidade interna. Isso corresponde a uma expansão isentrópica através da turbina. Para pressão de saída fixada, a entalpia específica h_2 decresce à medida que a entropia s_2 decresce. Portanto, o *menor* valor *aceitável* para h_2 corresponde ao estado 2s e o valor *máximo* para o trabalho da turbina é

$$\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_s = h_1 - h_{2s}$$

Em uma expansão real através da turbina $h_2 > h_{2s}$, e conseqüentemente menos trabalho do que o máximo poderia ser desenvolvido. Essa diferença pode ser medida pela ***eficiência isentrópica da turbina*** dada por

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_{vc}/\dot{m}}{(\dot{W}_{vc}/\dot{m})_s} \tag{7.37}$$

eficiência isentrópica da turbina

O numerador e o denominador dessa expressão são calculados para o mesmo estado de admissão e a mesma pressão de descarga. O valor de η_t normalmente se encontra na faixa de 0,7 a 0,9 (70-90%).

Eficiência Isentrópica de Bocais

Uma abordagem semelhante à das turbinas pode ser utilizada para apresentar a eficiência isentrópica de bocais operando em estado estacionário. A ***eficiência isentrópica do bocal*** é definida como a razão entre a energia cinética específica real do gás deixando o bocal, $V_2^2/2$ e a energia cinética na saída que seria alcançada em uma expansão isentrópica entre o mesmo estado de admissão e a mesma pressão de descarga, $(V_2^2/2)_s$,

$$\eta_{bocal} = \frac{V_2^2/2}{(V_2^2/2)_s} \tag{7.38}$$

eficiência isentrópica do bocal

Eficiências de bocal de 95% ou mais são comuns, indicando que bocais bem projetados são aproximadamente livres de irreversibilidades internas.

Eficiências Isentrópicas de Compressores e Bombas

A forma da eficiência isentrópica para compressores e bombas é descrita a seguir. Veja a Fig. 7.12, que mostra um processo de compressão em um diagrama Mollier. O estado do fluido que está sendo admitido no

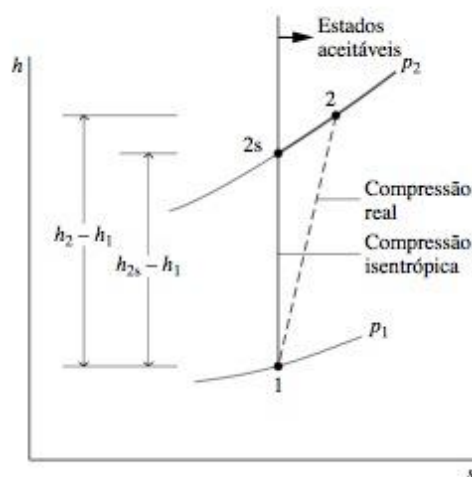



Figura 7.12 Comparação de compressões real e isentrópica.

compressor e a pressão de saída são fixos. Para desprezar a transferência de calor com a vizinhança e quaisquer efeitos de energias cinética e potencial, o trabalho de *entrada* por unidade de massa escoando através do compressor é

$$\left(-\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right) = h_2 - h_1$$

Uma vez que o estado 1 é fixado, a entalpia específica h_1 é conhecida. Assim sendo, o valor do trabalho de entrada depende da entalpia específica na saída, h_2. Essa expressão mostra que a magnitude do trabalho de entrada decresce à medida que h_2 decresce. O trabalho *mínimo* de entrada corresponde ao menor valor *permitido* para a entalpia específica na saída do compressor. Com raciocínio semelhante ao da turbina, o menor valor permitido da entalpia no estado de saída seria alcançado em uma compressão isentrópica a partir do estado especificado na entrada até a pressão de saída especificada. O trabalho mínimo de *entrada* é assim fornecido por

$$\left(-\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_s = h_{2s} - h_1$$

Em uma compressão real $h_2 > h_1$, e conseqüentemente mais trabalho do que o mínimo seria necessário. Essa diferença pode ser medida pela ***eficiência isentrópica do compressor*** definida por

eficiência isentrópica do compressor

$$\eta_c = \frac{(-\dot{W}_{vc}/\dot{m})_s}{(-\dot{W}_{vc}/\dot{m})} \tag{7.39}$$

eficiência isentrópica da bomba

O numerador e o denominador dessa expressão são calculados para o mesmo estado de entrada e a mesma pressão de saída. O valor de η_c normalmente se situa na faixa de 75 a 85% para compressores. Uma ***eficiência isentrópica de bomba***, η_p, é definida de forma semelhante.

A série de quatro exemplos a seguir ilustra vários aspectos das eficiências isentrópicas de turbinas, bocais e compressores. O Exemplo 7.9 é uma aplicação direta da eficiência isentrópica da turbina η_t para uma turbina a vapor. Aqui, η_t é conhecido e o objetivo é determinar o trabalho da turbina.

Exemplo 7.9

Calculando o Trabalho da Turbina Utilizando a Eficiência Isentrópica

Uma turbina a vapor opera em estado estacionário com condições de entrada de $p_1 = 5$ bar, $T_1 = 320°C$. Vapor deixa a turbina a uma pressão de 1 bar. Não há transferência de calor significativa entre a turbina e sua vizinhança, e as variações de energias cinética e potencial entre a entrada e a saída são desprezíveis. Se a eficiência isentrópica da turbina é 75%, determine o trabalho desenvolvido por unidade de massa de vapor escoando através da turbina em kJ/kg.

Solução

Dados: Vapor se expande adiabaticamente através de uma turbina operando em estado estacionário a partir de um estado especificado na entrada até uma pressão de saída especificada. A eficiência da turbina é conhecida.

Determinar: O trabalho desenvolvido por unidade de massa de vapor escoando através da turbina.

Esquema e Dados Fornecidos:

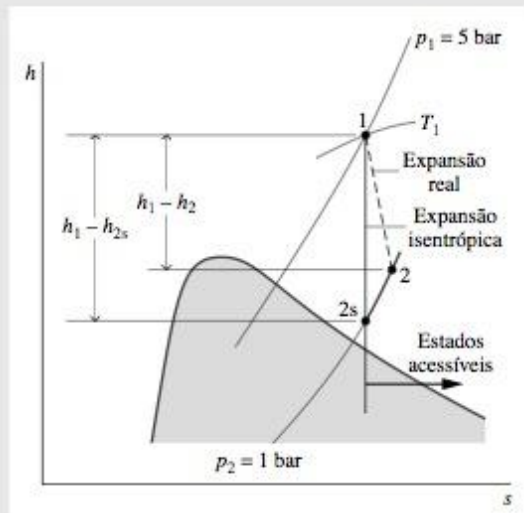



Figura E7.9

Hipóteses:

1. Um volume de controle envolvendo a turbina está em estado estacionário.
2. A expansão é adiabática e as variações nas energias cinética e potencial entre a entrada e a saída podem ser desprezadas.

Análise: O trabalho desenvolvido pode ser determinado utilizando-se a eficiência isentrópica da turbina, Eq. 7.37, que, rearrumada, fornece

$$\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} = \eta_t \left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} \right)_s = \eta_t (h_1 - h_{2s})$$

Da Tabela T-4, $h_1 = 3105{,}6$ kJ/kg e $s_1 = 7{,}5308$ kJ/kg · K. O estado de saída para uma expansão isentrópica está determinado por $p_2 = 1$ bar e $s_{2s} = s_1$. Interpolando com a entropia específica na Tabela T-4 a 1 bar temos $h_{2s} = 2743{,}0$ kJ/kg. Substituindo valores

❶ $$\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} = 0{,}75(3105{,}6 - 2743{,}0) = 271{,}95 \text{ kJ/kg} \quad \triangleleft$$

❶ O efeito das irreversibilidades representa uma condição desfavorável no trabalho de saída da turbina. O trabalho é apenas 75% do que seria para uma expansão isentrópica entre o estado fornecido de entrada e a pressão de saída da turbina. Isso está claramente ilustrado em termos da diferença de entropia no diagrama *h-s*.

O exemplo a seguir é semelhante ao Exemplo 7.9, mas aqui a substância de trabalho é o ar como um gás ideal. Além disso, nesse caso o trabalho da turbina é conhecido e o objetivo é determinar a eficiência isentrópica da turbina.

EXEMPLO 7.10

CALCULANDO A EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA DA TURBINA

Uma turbina operando em estado estacionário recebe ar a uma pressão $p_1 = 3{,}0$ bar e a uma temperatura $T_1 = 390$ K. Ar sai da turbina a uma pressão $p_2 = 1{,}0$ bar. O trabalho desenvolvido é medido como 74 kJ por kg de ar escoando através da turbina. A turbina opera adiabaticamente e as variações nas energias cinética e potencial entre a entrada e a saída podem ser desprezadas. Utilizando o modelo de gás ideal para o ar, determine a eficiência da turbina.

Solução

Dados: Ar se expande adiabaticamente através de uma turbina em estado estacionário de um estado de entrada especificado até uma pressão de saída especificada. O trabalho desenvolvido por kg de ar escoando através da turbina é conhecido.
Determinar: A eficiência da turbina.

Esquema e Dados Fornecidos:

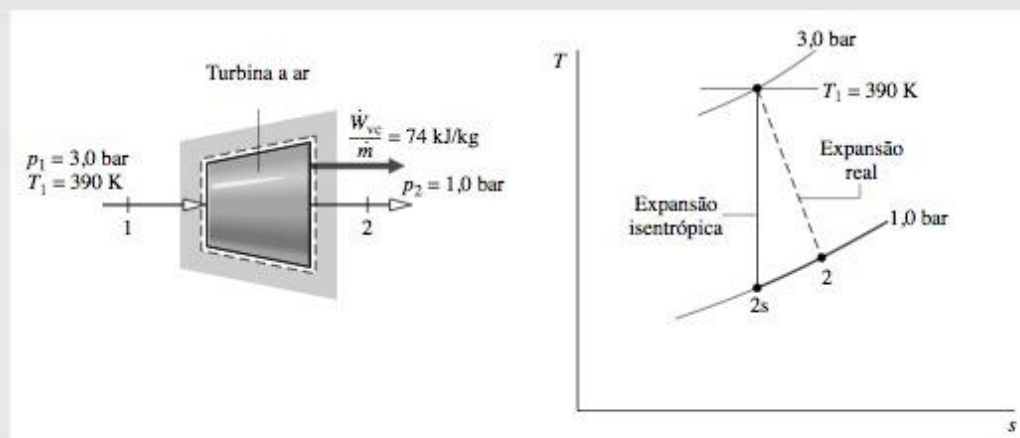



Figura E7.10

Hipóteses:

1. O volume de controle mostrado no esboço está em estado estacionário.
2. A expansão é adiabática e as variações nas energias cinética e potencial entre a entrada e a saída podem ser desprezadas.
3. O ar é modelado como um gás ideal.

Análise: O numerador da eficiência isentrópica da turbina, Eq. 7.37, é conhecido. O denominador é calculado como a seguir.

O trabalho desenvolvido em uma expansão isentrópica a partir do estado fornecido de entrada para a pressão especificada de saída é

$$\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_s = h_1 - h_{2s}$$

Da Tabela T-9 a 390 K, $h_1 = 390,88$ kJ/kg. Para determinar h_{2s}, usamos a Eq. 7.32

$$p_r(T_{2s}) = \left(\frac{p_2}{p_1}\right) p_r(T_1)$$

Com $p_1 = 3,0$ bar, $p_2 = 1,0$ bar e $p_{r1} = 3,481$ bar da Tabela T-9 a 390 K

$$p_r(T_{2s}) = \left(\frac{1,0}{3,0}\right)(3,481) = 1,1603$$

Interpolando na Tabela T-9, temos $h_{2s} = 285,27$ kJ/kg. Assim sendo,

$$\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_s = 390,88 - 285,27 = 105,6 \text{ kJ/kg}$$

Substituindo valores na Eq. 7.37,

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_{vc}/\dot{m}}{(\dot{W}_{vc}/\dot{m})_s} = \frac{74 \text{ kJ/kg}}{105,6 \text{ kJ/kg}} = 0,70\ (70\%) \ \triangleleft$$

No exemplo a seguir o objetivo é determinar a eficiência isentrópica de um bocal com vapor.

EXEMPLO 7.11

CALCULANDO A EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA DE BOCAIS

Vapor entra em um bocal operando em estado estacionário a $p_1 = 140$ lbf/in² e $T_1 = 600°F$ com uma velocidade de 100 ft/s. A pressão e a temperatura na saída são $p_2 = 40$ lbf/in² e $T_2 = 350°F$. Não há transferência de calor significativa entre o bocal e sua vizinhança e as variações na energia potencial entre a entrada e a saída podem ser desprezadas. Determine a eficiência do bocal.

Solução (CD-ROM)

No Exemplo 7.12, a eficiência isentrópica de um compressor de um fluido refrigerante é calculada, utilizando-se inicialmente os dados das tabelas de propriedades e depois usando o *IT*.

EXEMPLO 7.12

CALCULANDO A EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA DE COMPRESSORES

Para o compressor da bomba de calor do Exemplo 7.7, determine a potência, em kW, e a eficiência isentrópica utilizando **(a)** dados da tabela de propriedades, **(b)** *Interactive Thermodynamics: IT*.

Solução (CD-ROM)

7.8 TRANSFERÊNCIA DE CALOR E TRABALHO EM PROCESSOS DE ESCOAMENTO INTERNAMENTE REVERSÍVEIS EM ESTADO ESTACIONÁRIO

Esta seção trata de volumes de controle em estado estacionário com uma entrada e uma saída. O objetivo é deduzir expressões para a transferência de calor e trabalho na ausência de irreversibilidades internas. As expressões resultantes têm diversas aplicações importantes.

TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Para um volume de controle em estado estacionário no qual o escoamento é *isotérmico* e *internamente reversível*, a forma apropriada da Eq. 7.28 do balanço da taxa de entropia é

$$0 = \frac{\dot{Q}_{vc}}{T} + \dot{m}(s_1 - s_2) + \cancelto{0}{\dot{\sigma}_{vc}}$$

onde 1 e 2 designam a entrada e a saída, respectivamente, e $\dot{m}$ é a taxa de massa. Resolvendo essa equação, o calor transferido por unidade de massa que atravessa o volume de controle é

$$\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{m}} = T(s_2 - s_1)$$

De forma mais geral, a temperatura varia à medida que o gás ou o líquido escoa através do volume de controle. Entretanto, podemos considerar que a variação de temperatura consiste em uma série de variações infinitesimais. Então, o calor transferido por unidade de massa seria dado por

$$\left(\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{m}}\right)_{\substack{int\\rev}} = \int_1^2 T\,ds \qquad (7.40)$$

O índice "int rev" serve para nos lembrar que a expressão se aplica apenas a volumes de controle nos quais não há irreversibilidades internas. A integral da Eq. 7.40 é calculada a partir da entrada até a saída. Quando os estados percorridos por uma unidade de massa à medida que ela passa de forma reversível da entrada

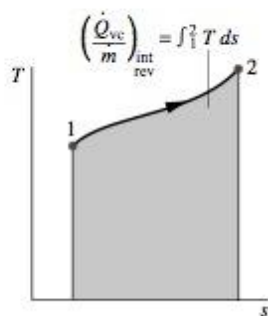



Figura 7.13 Representação da área de transferência de calor para um processo de escoamento internamente reversível.

para a saída são descritos por uma curva em um diagrama *T–s*, a magnitude do calor transferido por unidade de massa escoando pode ser representada como a área *sob* a curva, conforme mostrado na Fig. 7.13.

TRABALHO

O trabalho por unidade de massa cruzando o volume de controle pode ser determinado a partir do balanço da taxa de energia, que se reduz em estado estacionário a

$$\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} = \frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{m}} + (h_1 - h_2) + \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2}\right) + g(z_1 - z_2)$$

Essa equação é um enunciado do princípio de conservação de energia que se aplica quando irreversibilidades estão presentes no interior do volume de controle, assim como quando elas estão ausentes. Entretanto, se a análise for restrita ao caso internamente reversível, a Eq. 7.40 pode ser utilizada de forma a se obter

$$\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_{\substack{int\\rev}} = \int_1^2 T\,ds + (h_1 - h_2) + \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2}\right) + g(z_1 - z_2) \tag{7.41}$$

onde o índice "int rev" tem o mesmo significado anterior. Uma vez que irreversibilidades internas estão ausentes, uma unidade de massa percorre uma seqüência de estados de equilíbrio à medida que ela escoa da entrada para a saída. Variações de entropia, entalpia e pressão são assim relacionadas pela Eq. 7.8b

$$T\,ds = dh - v\,dp$$

que na forma integral fornece

$$\int_1^2 T\,ds = (h_2 - h_1) - \int_1^2 v\,dp$$

Introduzindo essa relação, a Eq. 7.41 se torna

$$\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_{\substack{int\\rev}} = -\int_1^2 v\,dp + \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2}\right) + g(z_1 - z_2) \tag{7.42}$$

Figura 7.14 Representação da área de $\int_1^2 v dp$.

Quando os estados percorridos por uma unidade de massa à medida que ela escoa da entrada para a saída são descritos por uma curva em um diagrama *p–v*, como mostrado na Fig. 7.14, a magnitude da integral $\int v\,dp$ é representada pela área sombreada *atrás* da curva.

A Eq. 7.42 pode ser aplicada a dispositivos como turbinas, compressores e bombas. Em muitos desses casos, não há variação significativa na energia cinética ou potencial da entrada para a saída, então

$$\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_{\substack{int\\rev}} = -\int_1^2 v\,dp \qquad (\Delta ke = \Delta pe = 0) \tag{7.43a}$$

Essa expressão mostra que o trabalho é relacionado à magnitude do volume específico do gás ou do líquido à medida que ele escoa da entrada para a saída. ***Por Exemplo…*** considere dois dispositivos: uma bomba através da qual escoa água líquida e um compressor através do qual escoa vapor d'água. Para o *mesmo aumento de pressão*, a bomba precisaria de um trabalho de *entrada* por unidade de massa escoando muito menor do que o compressor devido ao volume específico do líquido ser muito menor do que o do vapor. Essa conclusão também é qualitativamente correta para bombas e compressores reais, onde as irreversibilidades estão presentes durante a operação. ▲

Se o volume específico permanecer aproximadamente constante, como em muitas aplicações com líquidos, a Eq. 7.43a se torna

$$\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_{\substack{int\\rev}} = -v(p_2 - p_1) \qquad (v = \text{constante}, \Delta ke = \Delta pe = 0) \tag{7.43b}$$

Trabalho em Processos Politrópicos

Quando cada unidade de massa é submetida a um processo *politrópico* à medida que passa através do volume de controle, a relação entre a pressão e o volume específico é $pv^n = constante$. Introduzindo isso na Eq. 7.43a e realizando a integração

$$\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_{\substack{int\\rev}} = -\int_1^2 v\,dp = -(constante)^{1/n}\int_1^2 \frac{dp}{p^{1/n}}$$

$$= -\frac{n}{n-1}(p_2v_2 - p_1v_1) \qquad \text{(politrópico, } n \neq 1\text{)} \tag{7.44}$$

para qualquer valor de n exceto $n = 1$. Quando $n = 1$, $pv = constante$ e o trabalho é

$$\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_{\substack{int\\rev}} = -\int_1^2 v\,dp = -constante\int_1^2 \frac{dp}{p}$$

$$= -(p_1v_1)\ln(p_2/p_1) \qquad \text{(politrópico, } n = 1\text{)} \tag{7.45}$$

As Eqs. 7.44 e 7.45 se aplicam geralmente a processos politrópicos de *qualquer* gás (ou líquido).

Caso do Gás Ideal. Para o caso especial de um gás ideal, a Eq. 7.44 se torna

$$\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_{\substack{int\\rev}} = -\frac{nR}{n-1}(T_2 - T_1) \qquad \text{(gás ideal, } n \neq 1\text{)} \tag{7.46a}$$

Para um processo politrópico de um gás ideal, a Eq. 4.54 se aplica:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(n-1)/n}$$

Assim, a Eq. 7.46a pode ser representada de forma alternativa como

$$\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_{\substack{int\\rev}} = -\frac{nRT_1}{n-1}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(n-1)/n} - 1\right] \qquad \text{(gás ideal, } n \neq 1\text{)} \tag{7.46b}$$

Para o caso de um gás ideal, a Eq. 7.45 se torna

$$\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_{\substack{int\\rev}} = -RT\ln(p_2/p_1) \qquad \text{(gás ideal, } n = 1\text{)} \tag{7.47}$$

No próximo exemplo, consideramos o ar modelado como um gás ideal submetido a um processo de compressão politrópico em estado estacionário.

Exemplo 7.13

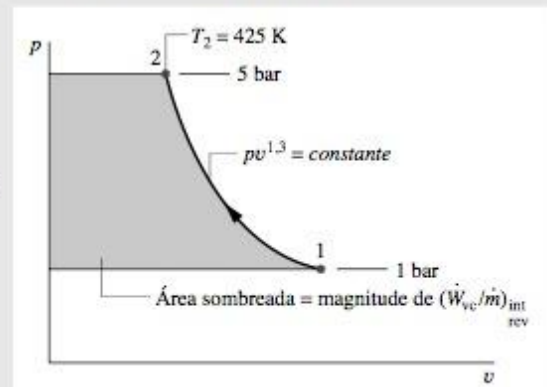
Compressão Politrópica de Ar

Um compressor de ar opera em estado estacionário com o ar entrando a $p_1 = 1{,}0$ bar, $T_1 = 20°C$ e saindo a $p_2 = 5{,}0$ bar. Determinar o trabalho e o calor transferido por unidade de massa escoando através do equipamento, em kJ/kg, se o ar é submetido a um processo politrópico com $n = 1{,}3$. Despreze as variações nas energias cinética e potencial entre a entrada e a saída. Utilize o modelo de gás ideal para o ar.

Solução

Dados: Ar é comprimido em um processo politrópico de um estado especificado de entrada até uma pressão de saída também especificada.

Determinar: O trabalho e o calor transferido por unidade de massa passando através do equipamento.

Esquema e Dados Fornecidos:

Hipóteses:

1. Um volume de controle envolvendo o compressor está em estado estacionário.
2. O ar é submetido a um processo politrópico com $n = 1{,}3$.
3. O ar se comporta como um gás ideal.
4. Variações nas energias cinética e potencial da entrada para a saída podem ser desprezadas.

Figura E7.13

Análise: O trabalho é obtido utilizando-se a Eq. 7.46a, que requer a temperatura na saída, T_2. A temperatura T_2 pode ser encontrada utilizando-se a Eq. 4.54

$$T_2 = T_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(n-1)/n} = 293\left(\frac{5}{1}\right)^{(1,3-1)/1,3} = 425 \text{ K}$$

Substituindo os valores conhecidos na Eq. 7.46a, temos então

$$\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} = -\frac{nR}{n-1}(T_2 - T_1) = -\frac{1{,}3}{1{,}3-1}\left(\frac{8{,}314}{28{,}97}\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right)(425 - 293)\text{ K}$$
$$= -164{,}2 \text{ kJ/kg} \triangleleft$$

O calor transferido é calculado simplificando-se os balanços das taxas de massa e energia com as hipóteses apropriadas para obter

$$\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{m}} = \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} + h_2 - h_1$$

Utilizando-se as temperaturas T_1 e T_2, os valores necessários da entalpia específica são obtidos da Tabela T-9 como $h_1 = 293{,}17$ kJ/kg e $h_2 = 426{,}35$ kJ/kg. Assim sendo,

$$\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{m}} = -164{,}15 + (426{,}35 - 293{,}17) = -31 \text{ kJ/kg} \triangleleft$$

❶ Os estados percorridos no processo de compressão politrópica são mostrados pela curva no diagrama p–v. A magnitude do trabalho por unidade de massa atravessando o compressor é representada pela área sombreada *atrás* da curva.

7.9 Contabilizando a Energia Mecânica

O objetivo desta seção é apresentar as *equações de energia mecânica* e as *equações de Bernoulli*. Essas equações têm diversas aplicações importantes em sistemas térmicos de engenharia.

Como na Seção 7.8, iniciaremos considerando um volume de controle de uma entrada e uma saída em estado estacionário sem irreversibilidades internas. Quando a substância de escoamento é modelada como *incompressível* (v = *constante*), a Eq. 7.42 se torna

$$\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_{\substack{int\\rev}} = -v(p_2 - p_1) + \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2}\right) + g(z_1 - z_2)$$

onde 1 e 2 designam a entrada e a saída, respectivamente, e "int rev" indica que nenhuma irreversibilidade interna está presente no volume de controle. Rearrumando, chegamos a

$$p_1v + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = p_2v + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 + \left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_{\substack{int\\rev}} \tag{7.48}$$

Como discutido na Seção 5.2.1, $V^2/2$ e gz levam em conta a energia cinética e a energia potencial, e pv o fluxo de energia (fluxo de trabalho). Cada uma dessas grandezas é uma forma de ***energia mecânica*** associada com o escoamento da substância. O termo $\dot{W}_{vc}$ representa o trabalho devido a dispositivos, como eixos rotativos, que transferem energia mecânica através da fronteira do volume de controle. Na Eq. 7.48, aplica-se a convenção de sinais adotada para o trabalho: o termo do trabalho seria positivo se a energia mecânica fosse transferida para fora do volume de controle, como no caso de turbinas, e negativo se a energia mecânica fosse transferida para o interior do volume de controle, como no caso de bombas.

energia mecânica

A Eq. 7.48 estabelece que *na ausência de atrito e outras irreversibilidades internas*, a energia mecânica total que entra no volume de controle é igual à energia mecânica total que sai do volume de controle, cada uma representada por unidade de massa escoando através do volume de controle. A Eq. 7.48 é o ponto de partida para a apresentação das equações da energia mecânica e de Bernoulli.

EQUAÇÕES DE ENERGIA MECÂNICA

Podemos esperar que a presença das irreversibilidades penalize a energia mecânica e este é o caso: ocorre uma *conversão irreversível* de energia mecânica em energia interna. Assim sendo, para o volume de controle com uma entrada e uma saída em estado estacionário, a energia mecânica total que entra *excede* a energia mecânica total que sai. Isto é,

$$p_1v + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 > p_2v + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 + \left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right) \tag{7.49}$$

É conveniente representar a Eq. 7.49 como uma igualdade em vez de uma desigualdade. Isto é,

$$p_1v + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = p_2v + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 + \left(\frac{W_{vc}}{\dot{m}}\right) + perdas \tag{7.50a}$$

onde cada termo nessa equação tem unidade de energia por unidade de massa escoando através do volume de controle (kJ/kg, Btu/lb, ft · lbf/slug). Na Eq. 7.50a, o termo designado como *perdas* considera a conversão irreversível da energia mecânica em energia interna devido a efeitos como o atrito. As *perdas* são sempre um número positivo quando as irreversibilidades estão presentes no volume de controle, zero quando o processo no volume de controle é internamente reversível e nunca pode ser negativa. Quando as irreversibilidades estão presentes, o ganho de energia interna em tal conversão é observado como calor transferido do volume de controle para a vizinhança, como aumento de temperatura da entrada para a saída, ou ambos.

A Eq. 7.50a pode ser colocada em uma forma alternativa dividindo-se cada termo por g para se obter a ***equação da energia mecânica***. Isto é,

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + \frac{(\dot{W}_{vc}/\dot{m})}{g} + h_L \tag{7.50b}$$

equação da energia mecânica

onde $\gamma = \rho g$, chamado de ***peso específico***, representa o peso por unidade de volume (lbf/ft^3, N/m^3) e h_L = *perdas*/g. Cada termo na Eq. 7.50b tem unidade de comprimento. Nessa forma, referimo-nos freqüentemente aos termos como *carga*. Isto é, p/γ, $V^2/2g$ e z são chamados de carga de pressão, carga de velocidade e carga de elevação, respectivamente. O termo do trabalho representa a carga da turbina (ou bomba) e h_L é a ***perda de carga***.

peso específico

perda de carga

Equação de Bernoulli. Voltando à consideração da Eq. 7.50a, na ausência de irreversibilidades internas e quando $\dot{W}_{vc} = 0$, os dois últimos termos do lado direito desaparecem e chegamos a

$$p_1v + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = p_2v + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \tag{7.51}$$

A Eq. 7.51 mostra que em tal caso idealizado os valores da energia mecânica total nos estados 1 e 2 são iguais. Uma vez que qualquer estado a jusante do estado 1 pode ser considerado como estado 2, a equação seguinte deve ser satisfeita em cada estado

$$pv + \frac{V^2}{2} + gz = constante \tag{7.52a}$$

Cada termo dessa equação tem unidades de energia por unidade de massa escoando (kJ/kg, Btu/lb, ft · lbf/slug).

A Eq. 7.52a pode ser colocada de uma forma alternativa dividindo-se cada termo pelo volume específico e introduzindo-se o peso específico para se obter a ***equação de Bernoulli***

equação de Bernoulli

$$p + \frac{\rho V^2}{2} + \gamma z = constante \tag{7.52b}$$

Nessa forma, cada termo tem unidade de pressão.

Uma segunda forma alternativa é obtida dividindo-se cada termo da Eq. 7.52b pelo peso específico para fornecer

$$\frac{p}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + z = constante \tag{7.53}$$

Cada termo nessa equação representa carga e tem unidade de comprimento.

As aplicações das equações de energia mecânica e de Bernoulli são fornecidas no Cap. 12.

7.10 Contabilizando a Energia Interna

O conceito *geral* de energia como é utilizado em sistemas térmicos de engenharia foi apresentado nos Caps. 3 e 5. Nesses capítulos, apresentamos várias formulações do balanço de energia para contabilizar a energia. Na Seção 7.9, identificamos a energia mecânica como um aspecto *especial* de energia e apresentamos a equação da energia mecânica. Na equação da energia mecânica, fizemos uma interpretação que é particularmente importante na mecânica dos fluidos: O termo das perdas considera a conversão irreversível de energia mecânica em energia interna quando irreversibilidades, como atrito, estão presentes no interior do volume de controle. Nesta seção, focamos mais detalhadamente na *energia interna* como um outro aspecto *especial* da energia e mostramos como considerar a energia interna nos sistemas que envolvem substâncias incompressíveis. Esse aspecto da energia é importante em futuras discussões de transferência de calor.

Introdução. Na Seção 7.9, o caso de uma substância incompressível escoando através de um volume de controle em estado estacionário com uma entrada e uma saída é considerado. A equação da energia mecânica é fornecida pela Eq. 7.50b. Com $\gamma = \rho g$, ela pode ser escrita como

$$0 = -\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} + \frac{p_1 - p_2}{\rho} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) - gh_L \tag{7.54}$$

Quando ρ é constante, o balanço de energia, Eq. 5.11b, assume a forma

$$0 = \frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} + \left[u_1 - u_2 + \frac{p_1 - p_2}{\rho}\right] + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \tag{7.55}$$

Subtraindo a equação da energia mecânica, Eq. 7.54, do balanço de energia, Eq. 7.55, obtemos

$$0 = \frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{m}} + (u_1 - u_2) + gh_L \tag{7.56}$$

A Eq. 7.56 considera a energia interna por unidade de massa escoando da entrada para a saída. O primeiro termo do lado direito representa a transferência de energia interna para dentro (ou para fora) do volume de controle devido à transferência de calor através da fronteira. O segundo termo representa a diferença na energia interna de uma unidade de massa escoando entre a entrada e a saída. O terceiro termo, que não pode ser negativo, representa a conversão irreversível de energia mecânica em energia interna. Em discussões subseqüentes, esse efeito é chamado de ***geração de energia interna***.

geração de energia interna

Equação de Energia Interna. Utilizando a discussão da Eq. 7.56 como ponto de partida, generalizamos agora a idéia de contabilizar a energia interna através da representação da ***equação da energia interna***, que se aplica a sistemas envolvendo substâncias incompressíveis:

$$\begin{bmatrix} \textit{taxa de variação} \\ \text{temporal da energia} \\ \text{interna contida} \\ \text{no sistema } \textit{no} \\ \textit{instante } t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \textit{taxa} \text{ na qual} \\ \text{a energia interna} \\ \text{está sendo} \\ \text{transferida } \textit{para} \\ \textit{dentro} \text{ no } \textit{instante } t \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \textit{taxa} \text{ na qual} \\ \text{a energia interna} \\ \text{está sendo} \\ \text{transferida para} \\ \text{fora no } \textit{instante } t \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \textit{taxa} \text{ na qual} \\ \text{a energia interna} \\ \text{está sendo gerada} \\ \text{dentro do sistema} \\ \text{no } \textit{instante } t \end{bmatrix} \quad (7.57)$$

equação da energia interna

A energia interna pode ser transferida para dentro ou para fora por transferência de calor. Para volumes de controle, a energia interna também pode ser transferida para dentro ou para fora com escoamento de matéria. O termo da geração de energia interna contabiliza a conversão irreversível de energia mecânica em energia interna, como no caso do atrito do fluido. Ele também pode contabilizar outros efeitos irreversíveis como a passagem de corrente através de uma resistência elétrica. As reações químicas espontâneas e a absorção de nêutrons liberados em uma fissão nuclear também podem ser consideradas como *fontes* de energia interna. Deixamos como exercício mostrar que a Eq. 7.56 é um caso especial da Eq. 7.57.

A *equação da energia interna*, que no campo da transferência de calor também é chamada de equação *da energia térmica*, fornece a base para aplicarmos o princípio da conservação de energia na seção de transferência de calor deste livro. Veja a Seção 15.2 para maiores discussões.

7.11 RESUMO DO CAPÍTULO E GUIA DE ESTUDO

Apresentamos neste capítulo a propriedade entropia e ilustramos sua utilização para análises termodinâmicas. Tal como massa e energia, entropia é uma propriedade extensiva que pode ser transferida através da fronteira do sistema. A transferência de entropia acompanha a transferência de calor e o fluxo de massa. Ao contrário de massa e energia, entropia não pode ser conservada, mas é *gerada* nos sistemas sempre que as irreversibilidades internas estiverem presentes.

O uso de balanços de entropia é caracterizado neste capítulo. Os balanços de entropia são expressões da segunda lei que contabilizam a entropia de sistemas em termos de transferências de entropia e geração de entropia. Para processos de sistemas fechados, o balanço de entropia é a Eq. 7.21 e uma formulação de taxa correspondente é a Eq. 7.26. Para volumes de controle, as formulações de taxa incluem a Eq. 7.27 e uma expressão em estado estacionário, dada pela Eq. 7.28. Neste capítulo, as equações de energia mecânica, de Bernoulli e energia interna também são desenvolvidas para uso futuro na mecânica dos fluidos e transferência de calor.

A lista de verificação da margem fornece um guia de estudo para este capítulo. Quando seu estudo do texto e os exercícios no fim do capítulo estiverem completados você deve ser capaz de:

- descrever os significados dos termos listados nas margens ao longo deste capítulo e compreender cada um dos conceitos relacionados. O subconjunto de termos-chave listados aqui na margem é particularmente importante nos capítulos subseqüentes;
- aplicar os balanços de entropia em cada uma das diversas formulações, modelando apropriadamente o caso em estudo, observando corretamente a convenção de sinais e aplicando cuidadosamente as unidades do SI e outras;
- utilizar apropriadamente os dados de entropia, para incluir
  - obtenção dos dados das Tabelas T-2 até a T-8, utilizando a Eq. 7.6 para avaliar a entropia específica de misturas bifásicas líquido-vapor, esboçando os diagramas T–s e h–s e localizando os estados em tais diagramas, e a utilização da forma apropriada das Eqs. 7.7 e 7.18 para líquidos e sólidos;
  - determinação de Δs dos gases ideais utilizando a Eq. 7.15 para calores específicos variáveis junto com as Tabelas T-9 e T-11 e a utilização das Eqs. 7.16 e 7.17 para calores específicos constantes;
  - avaliação das eficiências isentrópicas para turbinas, bocais, compressores e bombas a partir das Eqs. 7.37, 7.38 e 7.39, respectivamente, incluindo, para os gases ideais, o uso apropriado das Eqs. 7.31-7.33, para calores específicos variáveis e as Eqs. 7.34-7.35 para calores específicos constantes;
- aplicação da Eq. 7.19 para sistemas fechados e as Eqs. 7.40 e 7.42 para volumes de controle em estado estacionário com uma entrada e uma saída, observando corretamente a restrição para os processos reversíveis internamente.

variação de entropia
transferência de entropia
produção de entropia
balanço de entropia
balanço da taxa de entropia
equações T ds
diagramas T–s, h–s
eficiências isentrópicas
equação da energia mecânica
equação de Bernoulli
equação de energia interna

PROBLEMAS

Explorando a Entropia e a Segunda Lei

7.1 Um sistema executa um ciclo de potência enquanto recebe 2000 Btu por transferência de calor a uma temperatura de 1000°R e descarrega energia por transferência de calor a uma temperatura de 500°R. Não há outras transferências de calor. Aplicando a Eq. 7.2, determine σ_{ciclo} se a eficiência térmica for **(a)** 75% **(b)** 50% **(c)** 25%. Identifique os casos (se houver) que são internamente reversíveis ou impossíveis.

7.2 Um sistema executa um ciclo de potência enquanto recebe 750 kJ por transferência de calor a uma temperatura de 1500 K e descarrega 100 kJ por transferência de calor a 500 K. Ocorre também uma transferência de calor do sistema a uma temperatura de 1000 K. Não há outras transferências de calor. Se nenhuma irreversibilidade interna está presente, determine a eficiência térmica.

7.3 (CD-ROM)

7.4 (CD-ROM)

7.5 Responda se cada uma das afirmativas a seguir é falsa ou verdadeira. Se falsa, explique por quê.

- **(a)** A variação de entropia de um sistema fechado é a mesma para qualquer processo entre dois estados especificados.
- **(b)** A entropia de uma quantidade fixa de um gás ideal aumenta em toda compressão isotérmica.
- **(c)** A energia interna específica e a entalpia de um gás ideal são funções apenas da temperatura, mas sua entropia específica depende de duas propriedades intensivas independentes.
- **(d)** Uma das equações $T\,ds$ possui a forma $T\,ds = du - p\,dv$.
- **(e)** A entropia de uma quantidade fixada de uma substância incompressível aumenta em todo o processo no qual a temperatura decresce.

7.6 Responda se cada uma das afirmativas a seguir é falsa ou verdadeira. Se falsa, explique por quê.

- **(a)** Um processo que viola a segunda lei da termodinâmica viola a primeira lei da termodinâmica.
- **(b)** Quando a quantidade líquida de trabalho é realizada sobre um sistema fechado submetido a um processo internamente reversível, uma transferência líquida de calor a partir do sistema também ocorre.
- **(c)** Um corolário da segunda lei da termodinâmica estabelece que a variação da entropia de um sistema fechado deve ser maior do que zero ou igual a zero.
- **(d)** Um sistema fechado pode sofrer um aumento na entropia apenas quando as irreversibilidades estiverem presentes no interior do sistema durante o processo.
- **(e)** Entropia é produzida em todo processo internamente reversível de um sistema fechado.
- **(f)** Em um processo adiabático e internamente reversível de um sistema fechado, a entropia permanece constante.
- **(g)** A energia de um sistema isolado deve permanecer constante, mas a entropia pode apenas decrescer.

7.7 Considerados em conjunto, um certo sistema fechado e sua vizinhança formam um sistema *isolado*. Responda se cada uma das afirmativas a seguir é falsa ou verdadeira. Se falso, explique por quê.

- **(a)** Nenhum processo no qual as entropias do sistema e da vizinhança aumentam é possível.
- **(b)** Durante um processo, a entropia do sistema deve diminuir, enquanto a entropia da vizinhança aumenta, e vice-versa.
- **(c)** Não é possível ocorrer processo no qual as entropias do sistema e da vizinhança permaneçam constantes.
- **(d)** É possível ocorrer um processo no qual as entropias do sistema e da vizinhança diminuam.

7.8 (CD-ROM)

7.9 Uma quantidade de ar é mostrada na Fig. 7.7. Considere um processo no qual a temperatura do ar aumenta por alguma combinação de agitação e aquecimento. Admitindo o modelo de gás ideal para o ar, sugira como isso pode ser feito com

- **(a)** a mínima geração de entropia.
- **(b)** a máxima geração de entropia.

Utilizando Dados de Entropia

7.10 Utilizando as tabelas para água, determine a entropia específica nos estados indicados, em kJ/kg · K. Em cada caso localize o estado em um esboço do diagrama T–s.

- **(a)** $p = 5{,}0$ MPa, $T = 400°C$.
- **(b)** $p = 5{,}0$ MPa, $T = 100°C$.
- **(c)** $p = 5{,}0$ MPa, $u = 1872{,}5$ kJ/kg.
- **(d)** $p = 5{,}0$ MPa, vapor saturado.

7.11 Utilizando as tabelas para água, determine a entropia específica nos estados indicados, em Btu/lb · °R. Em cada caso localize o estado em um esboço do diagrama T–s.

- **(a)** $p = 1000$ lbf/in², $T = 750°F$.
- **(b)** $p = 1000$ lbf/in², $T = 300°C$.
- **(c)** $p = 1000$ lbf/in², $h = 932{,}4$ Btu/lb.
- **(d)** $p = 1000$ lbf/in², vapor saturado.

7.12 Utilizando a tabela apropriada, determine a variação de entropia específica entre os estados especificados, em kJ/kg · K.

- **(a)** Água, $p_1 = 10$ MPa, $T_1 = 400°C$, $p_2 = 10$ MPa, $T_2 = 100°C$.
- **(b)** Refrigerante 134a, $h_1 = 111{,}44$ kJ/kg, $T_1 = -40°C$, vapor saturado a $p_2 = 5$ bar.
- **(c)** Ar como gás ideal, $T_1 = 7°C$, $p_1 = 2$ bar, $T_2 = 327°C$, $p_2 = 1$ bar.

7.13 Utilizando a tabela apropriada, determine a variação de entropia específica entre os estados especificados, em Btu/lb · °R.

- **(a)** Água, $p_1 = 1000$ lbf/in², $T_1 = 800°F$, $p_2 = 1000$ lbf/in², $T_2 = 100°F$.
- **(b)** Refrigerante 134a, $h_1 = 47{,}91$ Btu/lb, $T_1 = -40°F$, vapor saturado a $p_2 = 40$ lbf/in².
- **(c)** Ar como gás ideal, $T_1 = 40°F$, $p_1 = 2$ atm, $T_2 = 420°F$, $p_2 = 1$ atm.

(d) Dióxido de carbono como gás ideal, $T_1 = 820°F, p_1 = 1$ atm, $T_2 = 77°F, p_2 = 3$ atm.

7.14 (CD-ROM)

7.15 Uma libra massa de água é submetida a um processo sem variação de entropia específica de um estado inicial $p_1 =$ 100 lbf/in^2, $T_1 = 650°F$ até um estado onde $p_2 = 5$ lbf/in^2. Determine a temperatura no estado final, se superaquecido, ou o título se saturado, utilizando os dados da tabela de vapor.

7.16 Empregando o modelo de gás ideal, determine a variação de entropia específica entre os estados indicados, em kJ/kg · K. Resolva de duas maneiras: use a tabela apropriada de gás ideal e o valor do calor específico constante proveniente da Tabela T-10.

(a) Ar, $p_1 = 100$ kPa, $T_1 = 20°C, p_2 = 100$ kPa, $T_2 = 100°C$.
(b) Ar, $p_1 = 1$ bar, $T_1 = 27°C, p_2 = 3$ bar, $T_2 = 377°C$.
(c) Dióxido de carbono, $p_1 = 150$ kPa, $T_1 = 30°C, p_2 = 300$ kPa, $T_2 = 300°C$.
(d) Monóxido de carbono, $T_1 = 300$ K, $v_1 = 1{,}1$ m^3/kg, $T_2 = 500$ K, $v_2 = 0{,}75$ m^3/kg.
(e) Nitrogênio, $p_1 = 2$ MPa, $T_1 = 800$ K, $p_2 = 1$ MPa, $T_2 = 300$ K.

7.17 (CD-ROM)

7.18 Utilizando a tabela apropriada, determine a propriedade indicada para um processo no qual não há variação de entropia específica entre o estado 1 e o estado 2.

(a) Água, $p_1 = 14{,}7$ lbf/in^2, $T_1 = 500°F, p_2 = 100$ lbf/in^2. Determine T_2 em °F.
(b) Água, $T_1 = 10°C, x_1 = 0{,}75$, vapor saturado no estado 2. Determine p_2 em bar.
(c) Ar como gás ideal, $T_1 = 27°C, p_1 = 1{,}5$ bar, $T_2 = 127°C$. Determine p_2 em bar.
(d) Ar como gás ideal, $T_1 = 100°F, p_1 = 3$ atm, $p_2 = 2$ atm. Determine T_2 em °F.
(e) Refrigerante 134a, $T_1 = 20°C, p_1 = 5$ bar, $p_2 = 1$ bar. Determine v_2 em m^3/kg.

7.19 Dois quilogramas de água são submetidos a um processo de um estado inicial onde a pressão é de 2,5 MPa e a temperatura é 400°C até um estado final de 2,5 MPa, 100°C. Determine a variação de entropia da água, em kJ/K, admitindo que o processo seja:

(a) irreversível.
(b) internamente reversível.

7.20 Uma quantidade de água líquida está submetida a um processo de 80°C, 5 MPa até o estado de líquido saturado a 40°C. Determine a variação de entropia específica, em kJ/kg · K, utilizando:

(a) as Tabelas T-2 e T-5.
(b) os dados de líquido saturado apenas da Tabela T-2.
(c) o modelo de líquido incompressível com calor específico constante da Tabela HT-5.

7.21 Um décimo de kmol do gás monóxido de carbono (CO) é submetido a um processo de $p_1 = 1{,}5$ bar, $T_1 = 300$ K até $p_2 = 5$ bar, $T_2 = 370$ K. Para o processo $W = -300$ kJ. Empregando o modelo de gás ideal, determine:

(a) o calor transferido, em kJ.
(b) a variação de entropia, em kJ/K.
(c) Mostre os estados inicial e final em um diagrama *T-s*.

7.22 (CD-ROM)

PROCESSOS INTERNAMENTE REVERSÍVEIS

7.23 Uma quantidade de $2{,}42 \times 10^{-2}$ kg de ar é submetida a um ciclo termodinâmico consistindo em três processos em série internamente reversíveis.

Processo 1-2: aquecimento a volume constante a $V = 0{,}02$ m^3 a partir de $p_1 = 0{,}1$ MPa até $p_2 = 0{,}42$ MPa
Processo 2-3: resfriamento a pressão constante
Processo 3-1: aquecimento isotérmico até o estado inicial

Empregando o modelo de gás ideal com $c_p = 1$ kJ/kg · K, avalie a variação de entropia, em kJ/kg, para cada processo. Esboce o ciclo em coordenadas *p–v* e *T–s*.

7.24 Um quilograma de água inicialmente a 160°C e a 1,5 bar é submetido a uma compressão isotérmica internamente reversível até o estado de líquido saturado. Determine o trabalho e o calor transferido, em kJ. Esboce o processo em coordenadas *p–v* e *T–s*. Associe o trabalho e o calor transferido com as áreas nesses diagramas.

7.25 (CD-ROM)

7.26 Um gás inicialmente a 14 bar se expande até uma pressão final de 2,8 bar em um processo isotérmico internamente reversível. Determine o calor transferido e o trabalho, em kJ por kg de gás, se o gás for **(a)** Refrigerante 134a, **(b)** ar como gás ideal. Esboce o processo em coordenadas *p–v* e *T–s*.

7.27 (CD-ROM)

7.28 Ar inicialmente ocupando 1 m^3 a 1,5 bar e a 20°C é submetido a uma compressão internamente reversível durante a qual $pV^{1,27} =$ *constante* até um estado final onde a temperatura é de 120°C. Determine:

(a) a pressão no estado final, em bar.
(b) o trabalho e o calor transferido, em kJ.
(c) a variação de entropia, em kJ/K.

7.29 Ar inicialmente ocupando um volume de 1 m^3 a 1 bar e a 20°C submetido a dois processos em série internamente reversíveis.

Processo 1-2: compressão até 5 bar, 110°C durante o qual $pV^n =$ *constante*

Processo 2-3: expansão adiabática até 1 bar

(a) Esboce os dois processos em coordenadas *p–v* e *T–s*.
(b) Determine *n*.
(c) Determine a temperatura no estado 3, em °C.
(d) Determine o trabalho líquido, em kJ.

7.30 (CD-ROM)

7.31 (CD-ROM)

BALANÇO DE ENTROPIA — SISTEMAS FECHADOS

7.32 Um sistema fechado é submetido a um processo no qual trabalho é efetuado sobre o sistema e a transferência de calor Q ocorre somente a uma temperatura T_b. Para cada caso, de-

termine se a variação de entropia do sistema é positiva, negativa, nula ou indeterminada.

(a) Processo internamente reversível, $Q > 0$.
(b) Processo internamente reversível, $Q = 0$.
(c) Processo internamente reversível, $Q < 0$.
(d) Presença de irreversibilidades internas, $Q > 0$.
(e) Presença de irreversibilidades internas, $Q = 0$.
(f) Presença de irreversibilidades internas, $Q < 0$.

7.33 Para cada um dos seguintes sistemas, especifique se a variação de entropia durante os processos indicados é positiva, negativa, nula ou indeterminada.

(a) Um quilograma de vapor de água submetido a um processo de compressão adiabática.
(b) Duas libras massa de nitrogênio aquecido em um processo internamente reversível.
(c) Um quilograma de Refrigerante 134a submetido a um processo adiabático durante o qual ele é agitado por um impelidor.
(d) Uma libra massa de dióxido de carbono resfriado isotermicamente.
(e) Duas libras massa de oxigênio modelado como gás ideal submetido a um processo a pressão constante para uma elevada temperatura.
(f) Dois quilogramas de argônio modelado como gás ideal submetido a um processo isotérmico para uma baixa temperatura.

7.34 Um conjunto pistão-cilindro, isolado, contém Refrigerante 134a, inicialmente ocupando 0,6 ft^3 a 90 lbf/in^2, 100°F. O refrigerante se expande até um estado final onde a pressão é de 50 lbf/in^2. O trabalho desenvolvido pelo refrigerante é medido como 5,0 Btu. Esse valor está correto?

7.35 Uma libra massa de ar está inicialmente a 1 atm e 140°F. Pode o estado final a 2 atm e 60°F ser atingido em um processo adiabático?

7.36 Um quilograma de Refrigerante 134a contido em um conjunto cilindro-pistão é submetido a um processo a partir de um estado onde a pressão é 7 bar e o título 50% até um estado onde a temperatura é de 16°C e o refrigerante é um líquido saturado. Determine a variação de entropia específica do refrigerante, em kJ/kg · K. Esse processo pode ocorrer adiabaticamente?

7.37 Ar como gás ideal é comprimido a partir de um estado onde a pressão é 0,1 MPa e a temperatura é de 27°C para um estado onde a pressão é de 0,5 MPa e a temperatura é de 207°C. Esse processo pode ocorrer adiabaticamente? Caso afirmativo, determine o trabalho por unidade de massa de ar, em kJ/kg, para um processo adiabático entre esses estados. Caso negativo, determine o sentido da transferência de calor.

7.38 Ar como gás ideal com $c_p = 0{,}241$ Btu/lb · °R é comprimido a partir de um estado onde a pressão é 3 atm e a temperatura é de 80°F até um estado onde a pressão é de 10 atm e a temperatura de 240°F. Esse processo pode ocorrer adiabaticamente? Caso afirmativo, determine o trabalho por unidade de massa de ar, em Btu/lb, para um processo adiabático entre esses estados. Caso negativo, determine o sentido da transferência de calor.

7.39 Um conjunto pistão-cilindro contém 1 lb de Refrigerante 134a inicialmente no estado de vapor saturado a −10°F. O refrigerante é comprimido adiabaticamente até um volume final de 0,8 ft^3. Determine se é possível que a pressão do refrigerante no final seja:

(a) 60 lbf/in^2.
(b) 70 lbf/in^2.

7.40 (CD-ROM)

7.41 Uma caixa de engrenagens operando em estado estacionário recebe 2 hp através do eixo de entrada e entrega 1,89 hp no eixo de saída. A superfície externa da caixa de engrenagens encontra-se a 110°F e possui uma área de 1,4 ft^2. A temperatura da vizinhança afastada da vizinhança imediata da caixa de engrenagens é 70°F. Para a caixa de engrenagens, determine:

(a) a taxa de transferência de calor, em Btu/s.
(b) a taxa pela qual a entropia é gerada, em Btu/°R·s.

7.42 Para o chip de silício do Exemplo 3.5, determine a taxa de geração de entropia, em kW/K. Qual é a causa da geração de entropia para esse caso?

7.43 Em estado estacionário, um frisador de cabelos com uma potência de 15W apresenta uma temperatura superficial de 90°C. Para o frisador, determine a taxa de transferência de calor, em kW, e a taxa de geração de entropia, em kW/K.

7.44 (CD-ROM)

7.45 (CD-ROM)

7.46 (CD-ROM)

7.47 Dois tanques isolados são conectados por uma válvula. Um tanque contém inicialmente 0,5 kg de ar a 80°C, 1 bar e o outro contém 1,0 kg de ar a 50°C, 2 bar. A válvula é aberta e as duas quantidades de ar misturam-se até que o equilíbrio seja atingido. Empregando o modelo de gás ideal com $c_v = 0{,}72$ kJ/kg · K, determine:

(a) a temperatura final, em °C.
(b) a pressão final, em bar.
(c) a quantidade de entropia gerada, em kJ/K.

7.48 (CD-ROM)

Balanço de Entropia — Volumes de Controle

7.49 Uma corrente de gás escoa através de um volume de controle com uma entrada e uma saída operando em regime estacionário. A transferência de calor a uma taxa $\dot{Q}_{vc}$ ocorre somente em um local da fronteira onde a temperatura é T_b. Para cada um dos seguintes casos, determine se a entropia específica do gás na saída é maior, igual ou menor do que a entropia do gás na entrada:

(a) nenhuma irreversibilidade interna, $\dot{Q}_{vc} = 0$.
(b) nenhuma irreversibilidade interna, $\dot{Q}_{vc} < 0$.
(c) nenhuma irreversibilidade interna, $\dot{Q}_{vc} > 0$.
(d) irreversibilidade interna, $\dot{Q}_{vc} < 0$.
(e) irreversibilidade interna, $\dot{Q}_{vc} \geq 0$.

7.50 Vapor a 3,0 MPa, 500°C, 70 m/s entra em uma turbina isolada operando em estado estacionário e sai a 0,3 MPa, 140 m/s. A demanda de trabalho desenvolvido por kg de vapor

escoando é **(a)** 667 kJ/kg, **(b)** 619 kJ/kg. As duas demandas estão corretas? Explique.

7.51 A Fig. 7.51 estabelece valores de teste em regime estacionário para uma turbina a vapor operando com transferência de calor desprezível para sua vizinhança e variações desprezíveis de energias cinética e potencial. Uma fotocópia malfeita da folha de dados indica que a potência desenvolvida é 3080 ou 3800 cavalos-vapor. Determine se algum ou ambos os valores de potência podem estar corretos.

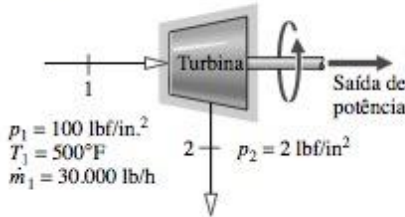



Figura P7.51

7.52 Ar entra em uma turbina isolada operando em estado estacionário a 4,89 bar, 597°C e sai a 1 bar, 297°C. Desprezando as variações nas energias cinética e potencial e admitindo o modelo de gás ideal, determine:

(a) o trabalho desenvolvido, em kJ por kg de ar escoando através da turbina.

(b) se a expansão é internamente reversível, irreversível ou impossível.

7.53 (CD-ROM)

7.54 A Fig. P7.54 fornece valores de operação em estado estacionário para um equipamento bem isolado com o ar entrando em um local e saindo em outro com uma vazão de 10 kg/s. Admitindo o comportamento de gás ideal e desprezando os efeitos da energia potencial, determine **(a)** o sentido do escoamento e **(b)** a potência em kW.

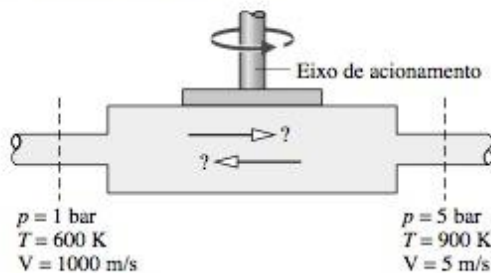



Figura P7.54

7.55 Um inventor alega ter desenvolvido um equipamento que não necessita de nenhum trabalho de entrada ou transferência de calor, sendo capaz de produzir em estado estacionário ar quente e frio, conforme mostrado na Fig. P7.55. Empregando o modelo de gás ideal para o ar e desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, avalie essa alegação.

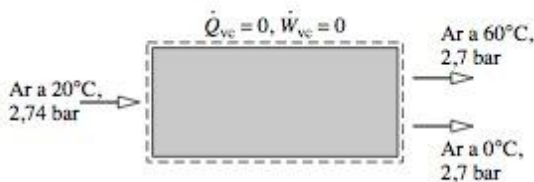



Figura P7.55

7.56 (CD-ROM)

7.57 De acordo com dados de teste, um novo tipo de motor recebe escoamentos de água a 400°F, 40 lbf/in² e 200°F, 40 lbf/in². A vazão mássica de água na temperatura superior é duas vezes a vazão da outra. Uma única corrente é descarregada a 40 lbf/in², com uma vazão de 90 lb/min. Não há transferência de calor significativa entre o motor e sua vizinhança, e os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Para a operação em estado estacionário, determine a taxa *máxima* teórica na qual a potência pode ser produzida, em hp.

7.58 A Fig. P7.58 mostra uma proposta de um equipamento para produzir potência utilizando energia sob a forma de calor proveniente de um processo industrial a alta temperatura em conjunto com uma entrada de vapor. A figura fornece dados para a operação em estado estacionário. Todas as superfícies são bem isoladas, exceto uma a 527°C, através da qual ocorre transferência de calor a uma taxa de 4,21 kW. Desprezando as variações de energias cinética e potencial, calcule a potência teórica máxima que pode ser desenvolvida em kW.

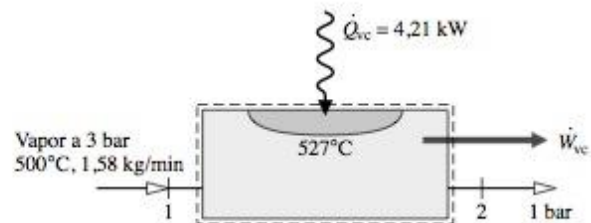



Figura P7.58

7.59 Vapor entra em uma turbina operando em estado estacionário a uma pressão de 3 MPa, uma temperatura de 400°C e uma velocidade de 160 m/s. Vapor saturado sai a 100°C com uma velocidade de 100 m/s. A transferência de calor da turbina para sua vizinhança ocorre a uma taxa de 30 kJ por kg de vapor em um local onde a temperatura média da superfície é 350 K.

(a) Para um volume de controle incluindo somente a turbina e suas partes, determine o trabalho desenvolvido, em kJ, e a taxa na qual a entropia é gerada, em kJ/K, por kg de vapor escoando.

(b) A turbina a vapor do item (a) está localizada em uma fábrica onde a temperatura ambiente é 27°C. Determine a taxa de geração de entropia, em kJ/K por kg de vapor escoando, para um volume de controle estendido que inclua a turbina e uma parcela suficiente de sua vizinhança imediata de modo que a transferência de calor se dê a partir do volume de controle na temperatura ambiente.

Explique por que o valor da geração de entropia do item (b) difere daquele calculado no item (a).

7.60 Ar entra em uma turbina operando em estado estacionário com uma pressão de 75 lbf/in², uma temperatura de 800°R e uma velocidade de 400 ft/s. Na saída da turbina as condições são 15 lbf/in², 600°R e 100 ft/s. A transferência de calor da turbina para sua vizinhança ocorre em um local onde a temperatura média da superfície é 620°R. A taxa de transferência de calor é de 10 Btu por lb de ar escoando através da turbina.

(a) Para um volume de controle incluindo a turbina e seus componentes, determine o trabalho desenvolvido, em Btu e a taxa na qual a entropia é gerada, em Btu/°R, por lb de ar escoando.

(b) Para um volume de controle incluindo a turbina e uma parte de sua vizinhança adjacente tal que a transferência de calor ocorra a uma temperatura ambiente de 40°F, determine a taxa de geração de entropia em Btu/°R por lb de ar escoando através da turbina.

Explique por que o valor da geração de entropia do item (b) difere do calculado no item (a).

7.61 (CD-ROM)

7.62 (CD-ROM)

7.63 Ar é comprimido em um compressor de escoamento axial operando em estado estacionário a 27°C, 1 bar, até uma pressão de 2,1 bar. O trabalho necessário na entrada é de 94,6 kJ por kg de ar escoando através do compressor. A transferência de calor do compressor ocorre a uma taxa de 14 kJ por kg em um local sobre a superfície do compressor onde a temperatura é de 40°C. As variações nas energias cinética e potencial podem ser desprezadas. Determine:

(a) a temperatura do ar na saída, em °C.

(b) a taxa na qual a entropia é gerada no compressor, em kJ/K por kg de ar escoando.

7.64 Ar entra em um compressor operando em estado estacionário a 1 bar, 20°C com uma vazão volumétrica de 9 m^3/min e sai a 5 bar, 160°C. A água de resfriamento circula através da camisa de resfriamento que reveste o compressor, a uma taxa de 8,6 kg/min, entrando a 17°C e saindo a 25°C com uma variação de pressão desprezível. Não há transferência de calor significativa da superfície externa da camisa de água e todos os efeitos de energias cinética e potencial são desprezíveis. Considerando o compressor refrigerado a água como volume de controle, determine a potência necessária, em kW, e a taxa de geração de entropia, em kW/K.

7.65 (CD-ROM)

7.66 Um trocador de calor em contracorrente opera em estado estacionário com efeitos de energias cinética e potencial desprezíveis. Em uma corrente, a água líquida entra a 17°C e sai a 25°C com uma variação desprezível de pressão. Na outra corrente, Refrigerante 134a entra a 14 bar, 80°C com uma vazão de 5 kg/min e sai como líquido saturado a 52°C. A transferência de calor da superfície externa do trocador de calor pode ser desprezada. Determine:

(a) a vazão mássica da corrente de água líquida, em kg/min.

(b) taxa de geração de entropia no trocador de calor, em kW/K.

7.67 (CD-ROM)

7.68 Ar considerado como gás ideal escoa através do compressor e do trocador de calor mostrados na Fig. P7.68. Uma corrente separada de água líquida também escoa através do trocador de calor. Os dados fornecidos são para a operação em estado estacionário. A troca de calor com a vizinhança pode ser desprezada, bem como as variações nas energias cinética e potencial. Determine:

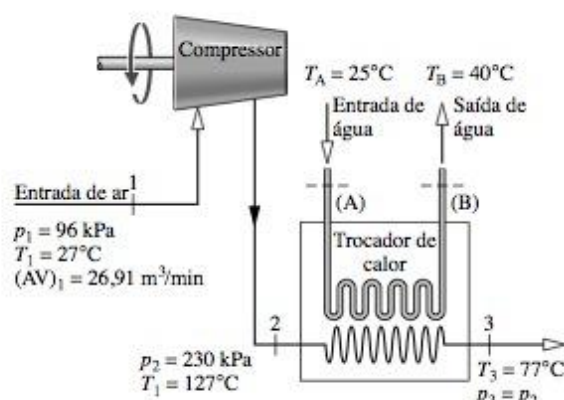



Figura P7.68

(a) a potência do compressor, em kW e a vazão mássica de água de resfriamento, em kg/s.

(b) as taxas de geração de entropia, em kW/K, para o compressor e o trocador de calor.

PROCESSOS EFICIÊNCIAS/ISENTRÓPICOS

7.69 Um conjunto pistão-cilindro contém inicialmente 0,1 m^3 de gás dióxido de carbono a 0,3 bar e 400 K. O gás é comprimido isentropicamente até um estado onde a temperatura é de 560 K. Empregando o modelo de gás ideal e desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine a pressão final, em bar e o trabalho em kJ, utilizando:

(a) dados da Tabela T-11.

(b) uma razão de calores específicos constante, da Tabela T-10 na temperatura média de 480 K.

(c) uma razão de calores específicos constante, da Tabela T-10 a 300 K.

7.70 Ar entra em uma turbina operando em estado estacionário a 6 bar e 1100 K e se expande isentropicamente até um estado onde a temperatura é 700 K. Empregando o modelo de gás ideal e desprezando as variações das energias cinética e potencial, determine a pressão na saída, em bar, o trabalho, em kJ por kg de ar escoando, utilizando:

(a) dados da Tabela T-9.

(b) uma razão de calores específicos constante, da Tabela T-10 a uma temperatura média de 900 K.

(c) uma razão de calores específicos constante, da Tabela T-10 a 300 K.

7.71 (CD-ROM)

7.72 Ar entra em uma turbina de 3600 kW operando em estado estacionário com uma vazão mássica de 18 kg/s a 800°C, 3 bar e velocidade de 100 m/s. O ar se expande adiabaticamente através da turbina e sai a uma velocidade de 150 m/s. O ar entra então no difusor onde é desacelerado isentropicamente até uma velocidade de 10 m/s e uma pressão de 1 bar. Empregando o modelo de gás ideal, determine:

(a) a pressão e a temperatura do ar na saída da turbina, em bar e °C, respectivamente.

(b) a taxa de geração de entropia na turbina, em kW/K.

(c) mostre o processo em um diagrama T–s.

7.73 Vapor a 140 lbf/in^2, 1000°F entra em uma turbina termicamente isolada operando em estado estacionário com uma vazão mássica de 3,24 lb/s e sai a 2 lbf/in^2. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis.

(a) Determine a potência máxima teórica que pode ser desenvolvida pela turbina, em hp e a temperatura de saída correspondente, em °F.

(b) Se o vapor sai da turbina a 200°F, determine a eficiência isentrópica da turbina.

7.74 Vapor a 5 MPa e 600°C entra em uma turbina termicamente isolada operando em estado estacionário e sai como vapor saturado a 50 kPa. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Determine:

(a) o trabalho desenvolvido pela turbina, em kJ por kg de vapor escoando através da turbina.

(b) a eficiência isentrópica da turbina.

7.75 Ar a 4,5 bar, 550 K entra em uma turbina isolada termicamente operando em estado estacionário e sai a 1,5 bar, 426 K. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezíveis. Determine:

(a) o trabalho desenvolvido, em kJ por kg de ar escoando.

(b) a eficiência isentrópica da turbina.

7.76 Vapor d'água entra em um bocal isolado termicamente operando em estado estacionário a 60 lbf/in^2, 350°F, 10 ft/s e sai a 35 lbf/in^2. Se a eficiência isentrópica do bocal é de 94%, determine a velocidade na saída, em ft/s.

7.77 Vapor d'água entra em um bocal isolado termicamente operando em estado estacionário a 100 lbf/in^2, 500°F, 100 ft/s e se expande até 40 lbf/in^2. Se a eficiência do bocal isentrópico é de 95%, determine a velocidade na saída, em ft/s.

7.78 Ar entra em um bocal isolado termicamente operando em estado estacionário a 80 lbf/in^2, 120°F, 10 ft/s com uma vazão mássica de 0,4 lb/s. Na saída a velocidade é 914 ft/s e a pressão é 50 lbf/in^2. Determine :

(a) a eficiência isentrópica do bocal.

(b) a área de saída, em ft^2.

7.79 Refrigerante 134a entra em um compressor operando em estado estacionário como vapor saturado a −4°C e sai a uma pressão de 8 bar. Não há troca de calor significativa com a vizinhança e os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados. Determine:

(a) o trabalho mínimo teórico necessário na entrada, em kJ por kg de refrigerante escoando através do compressor e a temperatura de saída correspondente, em °C;

(b) a eficiência isentrópica do compressor, se o refrigerante sai a uma temperatura de 40°C.

7.80 Ar entra em um compressor isolado termicamente operando em estado estacionário a 1,05 bar, 23°C com uma vazão mássica de 1,8 kg/s e sai a 2,9 bar. Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados. Determine:

(a) a potência mínima teórica necessária na entrada, em kW, e a temperatura de saída correspondente, em °C.

(b) a potência de entrada, em kW, e a eficiência isentrópica do compressor, se temperatura de saída é 147°C.

7.81 Refrigerante 134a entra em um compressor operando em estado estacionário como vapor saturado a −4°C e sai a uma pressão de 14 bar. A eficiência isentrópica do compressor é de 75%. A troca de calor entre o compressor e sua vizinhança pode ser desprezada. Os efeitos das energias cinética e potencial também são desprezados. Determine:

(a) a temperatura de saída, em °C.

(b) o trabalho de entrada, em kJ por kg de refrigerante circulando.

7.82 (CD-ROM)

7.83 (CD-ROM)

7.84 A Fig. P7.84 mostra água líquida a 80 lbf/in^2, 300°F entrando em uma câmara de reevaporação através de uma válvula a uma taxa de 22 lb/s. Na saída da válvula a pressão é de 42 lbf/in^2. Líquido saturado a 40 lbf/in^2 sai da parte inferior da câmara de reevaporação, e vapor saturado a 40 lbf/in^2 sai próximo da parte superior. A corrente de vapor alimenta uma turbina possuindo uma eficiência isentrópica de 90% e uma pressão de saída de 2 lbf/in^2. Para a operação em estado estacionário, transferência de calor desprezível para a vizinhança e efeitos das energias cinética e potencial desprezíveis, determine:

(a) a potência desenvolvida pela turbina, em Btu/s;

(b) a taxa de produção de entropia, em Btu/s · °R, para a válvula, a câmara de reevaporação e a turbina. Compare.

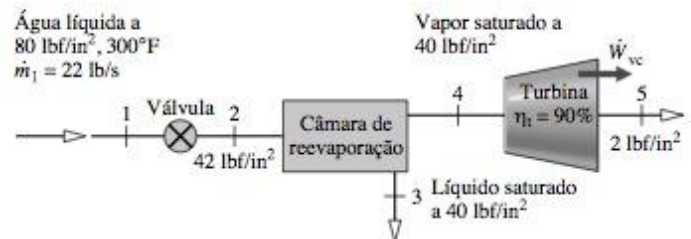



Figura P7.84

PROCESSOS DE ESCOAMENTO INTERNAMENTE REVERSÍVEIS E APLICAÇÕES RELACIONADAS

7.85 Ar entra em um compressor operando em estado estacionário a 17°C, 1 bar e sai a uma pressão de 5 bar. Os efeitos das energias cinética e potencial podem se desprezados. Se não há irreversibilidades internas, avalie o trabalho e a transferência de calor, em kJ por kg de ar escoando, para os seguintes casos:

(a) compressão isotérmica.

(b) compressão politrópica com $n = 1{,}3$.

(c) compressão adiabática.

Esboce o processo em coordenadas p–v e T–s e associe áreas dos diagramas com o trabalho e a quantidade de calor transferido em cada caso. Com base em seus esboços, compare para esses casos as magnitudes de trabalho, quantidade de calor transferido e temperaturas finais, respectivamente.

7.86 (CD-ROM)

7.87 Refrigerante 134a entra em um compressor operando em estado estacionário como vapor saturado a 2 bar com uma vazão volumétrica de $1{,}9 \times 10^{-2}$ m^3/s. O refrigerante é comprimido até uma pressão de 8 bar em um processo internamente

reversível de acordo com $pv^{1,03} = constante$. Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine:

(a) a potência necessária em kW.

(b) a taxa de transferência de calor, em kW.

7.88 Compare o trabalho necessário em regime estacionário para comprimir *vapor de água* isentropicamente até 3 MPa a partir do estado de vapor saturado a 0,1 MPa com o trabalho necessário para bombear *água líquida* isentropicamente até 3 MPa do estado de líquido saturado a 0,1 MPa, em kJ por kg de água escoando através do equipamento. Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados.

7.89 (CD-ROM)

7.90 Como mostrado na Fig. P7.90, água escoa de um reservatório elevado através de uma turbina hidráulica. O diâmetro do tubo é constante e a operação ocorre em estado estacionário. Estime a vazão mássica mínima, em kg/s, que seria necessária para que a potência de saída da turbina fosse de 1 MW. A aceleração local da gravidade é 9,8 m/s^2.

7.91 Água líquida a 70°F, 1 ft/s entra em um tubo e escoa para um local onde a pressão é de 14,7 lbf/in^2, a velocidade é de 20 ft/s e a elevação é de 30 ft acima da entrada. A aceleração local da gravidade é 32 ft/s^2. Desprezando as irreversibilidades internas, determine a pressão, em lbf/in^2, necessária na entrada do tubo. A pressão real na entrada do tubo seria maior ou menor do que o valor calculado? Explique.

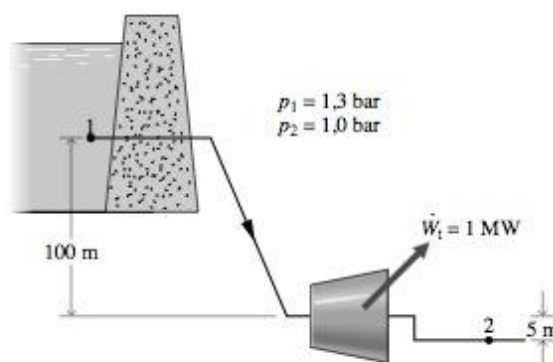



Figura P7.90

7.92 Uma bomba operando em estado estacionário capta água a 55°F a 10 ft abaixo do solo onde a pressão é de 15 lbf/in^2 e descarrega a 12 ft acima do solo a uma pressão de 45 lbf/in^2, com uma vazão mássica de 30 lb/s. Na ausência de irreversibilidades internas, determine a potência necessária da bomba, em hp, desprezando os efeitos de energia cinética. A aceleração local da gravidade é de 32,2 ft/s^2. A potência real necessária da bomba seria maior ou menor que o valor calculado? Explique.

7.93 (CD-ROM)

7.94 (CD-ROM)

Sistemas de Potência a Vapor e de Refrigeração

Introdução...

Uma meta importante em engenharia é conceber sistemas que efetuem tipos de conversão de energia desejados. O ***objetivo*** do presente capítulo é estudar sistemas de potência e de refrigeração a *vapor*, nos quais o *fluido de trabalho* é vaporizado e condensado alternativamente. Na primeira parte do capítulo serão considerados os sistemas de potência a vapor. Os sistemas de refrigeração a vapor, incluindo as bombas de calor, serão discutidos na segunda parte do capítulo.

objetivo do capítulo

Sistemas de Potência a Vapor

Esta parte do capítulo é dedicada a sistemas de potência a vapor que produzem uma saída de potência líquida resultante da queima de um combustível fóssil ou nuclear, ou proveniente do aproveitamento da energia solar. Descreveremos alguns dos esquemas práticos empregados na produção de potência e ilustraremos como essas instalações de potência podem ser modeladas como sistemas térmicos. No Cap. 9, estudaremos os motores de combustão interna e as turbinas a gás nos quais o fluido de trabalho permanece um gás.

8.1 Modelando Sistemas de Potência a Vapor

Os processos que ocorrem em sistemas de geração de potência são bastante complicados, sendo necessárias idealizações para desenvolver modelos termodinâmicos. Tal modelagem é uma etapa inicial importante no projeto de engenharia. Embora o estudo de modelos simplificados nos leve apenas a conclusões qualitativas sobre o desempenho dos dispositivos reais correspondentes, os modelos geralmente permitem deduções sobre como variações nos principais parâmetros de operação afetam o desempenho real. Eles também fornecem cenários relativamente simples para discutir as funções e as vantagens de características destinadas a melhorar o desempenho global.

A grande maioria das instalações de geração de eletricidade consiste em variações de instalações de potência a vapor nas quais a água é o fluido de trabalho. Os componentes básicos de uma instalação simplificada de potência a vapor movida a combustível fóssil são mostrados esquematicamente na Fig. 8.1. Para facilitar a análise termodinâmica, a instalação como um todo pode ser dividida nos quatro subsistemas principais identificados pelas letras de A a D no diagrama. O foco de nossas considerações nesta parte do capítulo é o subsistema A, onde ocorre uma importante conversão de energia de *calor em trabalho*. Mas, primeiro, vamos considerar rapidamente os outros subsistemas.

A função do subsistema B é fornecer a energia necessária para vaporizar a água que passa através da caldeira. Em instalações movidas a combustíveis fósseis, isso é obtido pela transferência de calor *para* o fluido de trabalho que passa através dos dutos e tubulões na caldeira *proveniente* dos gases quentes produzidos pela queima de um combustível fóssil. Em usinas nucleares, a origem da energia é uma reação nuclear controlada que ocorre em um prédio isolado que abriga o reator. Água pressurizada, metal líquido ou um gás, tal como o hélio, podem ser utilizados para transferir a energia liberada na reação nuclear para o fluido de trabalho em trocadores de calor especialmente projetados. As instalações de potência que aproveitam a energia solar têm receptores para concentrar e coletar a radiação solar destinada a vaporizar o fluido de trabalho. Independentemente de qual seja a fonte de energia, o vapor produzido na caldeira passa através de uma turbina, onde ele se expande até uma pressão mais baixa. O eixo da turbina é acoplado a um gera-

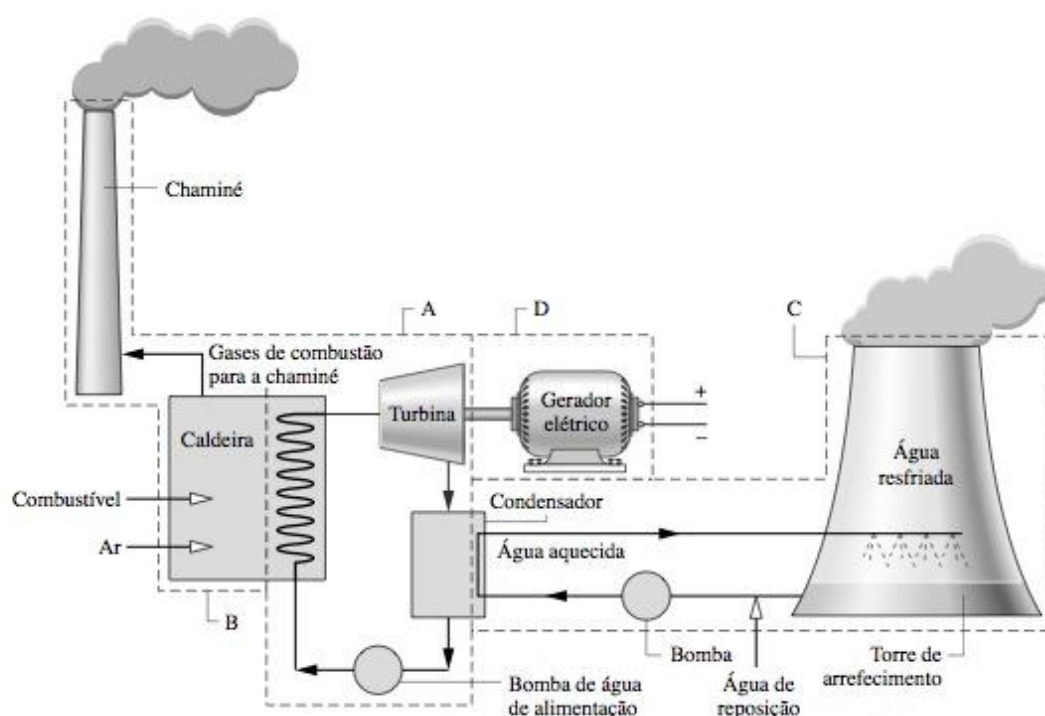



Figura 8.1 Componentes de uma instalação de potência a vapor simples.

dor elétrico (subsistema D). O vapor que sai da turbina passa através do condensador, onde ele se condensa no exterior de tubos transportando água de arrefecimento. O circuito de água de arrefecimento engloba o subsistema C. Para a instalação mostrada, a água de arrefecimento é enviada para uma torre de arrefecimento, onde a energia retirada do condensador é rejeitada para a atmosfera. A água de arrefecimento é então recirculada através do condensador.

A preocupação com o meio ambiente e as considerações de segurança ditam o que é permitido nas interações entre os subsistemas B e C e sua vizinhança. Uma das principais dificuldades na escolha de um local apropriado para uma instalação de potência a vapor é o acesso à quantidade suficiente de água de arrefecimento. Por essa razão e para minimizar os efeitos da ***poluição térmica,*** a maioria das instalações emprega atualmente torres de arrefecimento. Além da questão da água de arrefecimento, a segurança no processamento e na entrega do combustível, o controle de descargas poluentes e a remoção de resíduos são questões que devem ser tratadas tanto nas instalações movidas a combustível fóssil quanto nuclear, de forma a garantir a segurança e a operação com um nível aceitável de impacto ambiental. As instalações de energia solar são geralmente consideradas não-poluentes e seguras, mas ainda não são amplamente utilizadas.

Retornando agora ao subsistema A da Fig. 8.1, observe que cada unidade de massa percorre periodicamente um ciclo termodinâmico à medida que o fluido de trabalho circula através da série de quatro componentes interconectados. Dessa forma, diversos conceitos relativos a *ciclos de potência* termodinâmicos introduzidos nos capítulos anteriores são importantes para estas discussões. Lembre-se de que o princípio da conservação da energia requer que o trabalho líquido produzido por um ciclo de potência seja igual ao calor líquido adicionado. Uma dedução importante a partir da segunda lei é a de que a eficiência térmica, que indica qual parcela do calor adicionado é convertida em trabalho líquido disponível, deve ser menor do que 100%. As discussões anteriores também indicaram que uma melhora no desempenho termodinâmico resulta de uma redução das irreversibilidades. Porém, a extensão na qual as irreversibilidades podem ser reduzidas em sistemas de geração de potência depende de fatores termodinâmicos, econômicos e outros.

8.2 Analisando Sistemas de Potência a Vapor – Ciclo de Rankine

Todos os fundamentos necessários para a análise termodinâmica de sistemas de geração de potência já foram apresentados. Eles incluem os princípios de conservação de massa e de conservação de energia, a segunda lei da termodinâmica e dados termodinâmicos. Esses princípios se aplicam a componentes individuais de

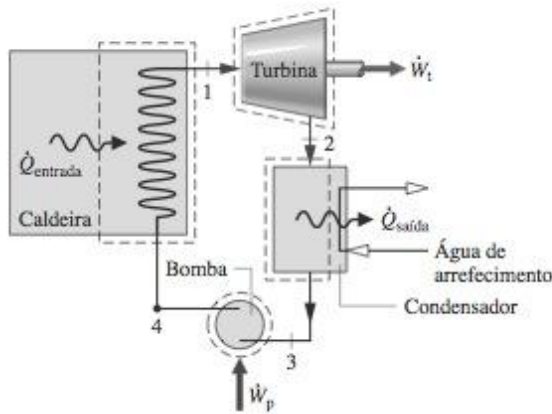



Figura 8.2 Trabalho e transferências de calor principais do subsistema A.

uma instalação, como turbinas, bombas e trocadores de calor, como também às instalações de potência mais complicadas como um todo. O objetivo dessa seção é apresentar o ***ciclo Rankine***, que é um ciclo termodinâmico que modela o subsistema identificado como A na Fig. 8.1. A apresentação se inicia considerando a análise termodinâmica desse subsistema.

ciclo de Rankine

8.2.1 Avaliando o Trabalho e as Transferências de Calor Principais

O trabalho e as transferências de calor principais do subsistema A estão ilustrados na Fig. 8.2. Nas discussões subseqüentes, essas transferências de energia são admitidas como *positivas no sentido indicado pelas setas*. Para simplificar a análise, despreza-se a inevitável perda de calor que ocorre entre os componentes da instalação e sua vizinhança. Variações nas energias cinética e potencial também são ignoradas. Cada componente é considerado operando em regime estacionário. Utilizando os princípios da conservação de massa e da conservação de energia com essas idealizações, desenvolvemos as expressões mostradas na Fig. 8.2 para as transferências de energia iniciando no estado 1 e prosseguindo com um único componente de cada vez.

Atualização da Metodologia

Turbina. O vapor proveniente da caldeira no estado 1, tendo valores de temperatura e pressão elevados, se expande através da turbina para produzir trabalho e então é descarregado no condensador no estado 2 com uma pressão relativamente baixa. Desprezando as transferências de calor para a vizinhança, os balanços das taxas de massa e de energia para um volume de controle envolvendo a turbina se reduzem em regime estacionário à expressão

$$0 = \cancel{\dot{Q}_{vc}}^{0} - \dot{W}_t + \dot{m}\left[h_1 - h_2 + \cancel{\frac{V_1^2 - V_2^2}{2}}^{0} + \cancel{g(z_1 - z_2)}^{0}\right]$$

a qual se reduz a

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_1 - h_2 \tag{8.1}$$

onde $\dot{m}$ representa a vazão mássica do fluido de trabalho, e $\dot{W}_t/\dot{m}$, a taxa na qual o trabalho, por unidade de massa de vapor passando através da turbina, é produzido. Como observado, as variações nas energias cinética e potencial são ignoradas.

Condensador. No condensador há transferência de calor do vapor para a água de arrefecimento escoando em uma corrente separada. O vapor se condensa e a temperatura da água de arrefecimento aumenta. Em regime estacionário, os balanços das taxas de massa e de energia, para um volume de controle envolvendo o lado onde ocorre a condensação no trocador de calor, fornecem

$$\frac{\dot{Q}_{saída}}{\dot{m}} = h_2 - h_3 \tag{8.2}$$

onde $\dot{Q}_{saída}/\dot{m}$ é a taxa na qual a energia é transferida sob a forma de calor *do* fluido de trabalho para a água de arrefecimento, por unidade de massa de fluido de trabalho que passa através do condensador. Essa transferência de energia é positiva no sentido indicado pela seta na Fig. 8.2.

Bomba. O líquido condensado que deixa o condensador em 3 é bombeado do condensador para o interior da caldeira a uma pressão mais elevada. Admitindo-se um volume de controle envolvendo a bomba e admitindo-se que não haja troca de calor alguma com a vizinhança, os balanços das taxas de massa e energia fornecem

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} = h_4 - h_3 \tag{8.3}$$

onde $\dot{W}_p/\dot{m}$ é a taxa de *entrada* de potência por unidade de massa passando através da bomba. Essa transferência de energia é positiva no sentido indicado pela seta na Fig. 8.2.

água de alimentação

Caldeira. O fluido de trabalho completa um ciclo quando o líquido que sai da bomba em 4, denominado **água de alimentação** da caldeira, é aquecido até a saturação e evaporado na caldeira. Tomando um volume de controle envolvendo os dutos e os tubulões da caldeira que transportam água de alimentação do estado 4 para o estado 1, os balanços das taxas de massa e de energia fornecem

$$\frac{\dot{Q}_{entrada}}{\dot{m}} = h_1 - h_4 \tag{8.4}$$

onde $\dot{Q}_{entrada}/\dot{m}$ é a taxa de transferência de calor da fonte de energia para o fluido de trabalho, por unidade de massa passando através da caldeira.

eficiência térmica

Parâmetros de Desempenho. A eficiência térmica mede a percentual através do qual a energia fornecida ao fluido de trabalho passando através da caldeira é convertida em trabalho *líquido disponível*. Utilizando as grandezas e expressões que acabamos de apresentar, a ***eficiência térmica*** do ciclo de potência da Fig. 8.2 é

$$\eta = \frac{\dot{W}_t/\dot{m} - \dot{W}_p/\dot{m}}{\dot{Q}_{entrada}/\dot{m}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4} \tag{8.5a}$$

O trabalho líquido de saída é igual ao calor líquido de entrada. Então, a eficiência térmica pode ser dada alternativamente como

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{entrada}/\dot{m} - \dot{Q}_{saída}/\dot{m}}{\dot{Q}_{entrada}/\dot{m}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{saída}/\dot{m}}{\dot{Q}_{entrada}/\dot{m}}$$
$$= 1 - \frac{(h_2 - h_3)}{(h_1 - h_4)} \tag{8.5b}$$

taxa de aquecimento

A ***taxa de calor*** é a quantidade de energia adicionada ao ciclo por transferência de calor, usualmente em Btu, para produzir uma unidade de trabalho líquido de saída, usualmente em kW · h. Desta maneira, a taxa de calor, que é inversamente proporcional à eficiência térmica, tem unidade de Btu/kW · h.

razão de trabalho reversa

Outro parâmetro utilizado para descrever o desempenho de instalações de potência é a ***razão de trabalho reversa***, ou bwr (*back work ratio*), definida como a razão entre o trabalho entregue à bomba e o trabalho desenvolvido pela turbina. Com as Eqs. 8.1 e 8.3, a razão de trabalho reversa para o ciclo de potência da Fig. 8.2 é

$$\text{bwr} = \frac{\dot{W}_p/\dot{m}}{\dot{W}_t/\dot{m}} = \frac{(h_4 - h_3)}{(h_1 - h_2)} \tag{8.6}$$

Os exemplos a seguir ilustram que a variação da entalpia específica para a expansão do vapor através da turbina é normalmente muitas vezes maior do que o aumento de entalpia para o líquido que passa através da bomba. Logo, a razão de trabalho reversa é normalmente bem pequena para instalações de potência a vapor.

Contanto que os estados de 1 a 4 sejam fixados, as Eqs. 8.1 a 8.6 podem ser aplicadas para determinar o desempenho termodinâmico para instalações de potência simples a vapor. Como essas equações foram desenvolvidas a partir dos balanços das taxas de massa e energia, elas se aplicam tanto ao desempenho real, quando as irreversibilidades estão presentes, quanto ao desempenho idealizado, na ausência desses efeitos. Pode-se presumir que as irreversibilidades dos vários componentes das instalações de potência afetem o desempenho global, e este é o caso. Mesmo assim, é instrutivo considerar um ciclo idealizado no qual as irreversibilidades são admitidas como ausentes uma vez que este ciclo estabelece um *limite superior* para o desempenho do ciclo de Rankine. O ciclo ideal também fornece um cenário simples no qual se estudam vários aspectos do desempenho de instalações de potência a vapor.

8.2.2 Ciclo de Rankine Ideal

Se o fluido de trabalho passa através dos vários componentes do ciclo de uma instalação de potência a vapor sem irreversibilidades, as quedas de pressão devidas ao atrito estariam ausentes na caldeira e no condensador, e o fluido de trabalho escoaria através desses componentes a pressão constante. Também, na ausência de irreversibilidades e troca de calor com a vizinhança, os processos através da turbina e da bomba seriam isentrópicos. Um ciclo satisfazendo essas idealizações é o ***ciclo de Rankine ideal*** mostrado na Fig. 8.3.

ciclo de Rankine ideal

Observando a Fig. 8.3, verificamos que o fluido de trabalho sofre a seguinte série de processos internamente reversíveis:

Processo 1-2: Expansão isentrópica do fluido de trabalho através da turbina do estado 1 de vapor saturado até a pressão do condensador.
Processo 2-3: Transferência de calor *do* fluido de trabalho à medida que ele escoa a pressão constante através do condensador com líquido saturado no estado 3.
Processo 3-4: Compressão isentrópica na bomba até o estado 4 na região de líquido comprimido.
Processo 4-1: Transferência de calor *para* o fluido de trabalho à medida que ele escoa a pressão constante através da caldeira para completar o ciclo.

O ciclo de Rankine ideal também inclui a possibilidade de superaquecimento do vapor, como no ciclo 1′–2′–3–4–1′. A importância do superaquecimento será discutida na Seção 8.3.

Como o ciclo de Rankine ideal consiste em processos internamente reversíveis, as áreas sob as linhas dos processos da Fig. 8.3 podem ser interpretadas como transferências de calor por unidade de massa circulante. Aplicando a Eq. 7.40, a área 1-b-c-4-a-1 representa a transferência de calor do fluido de trabalho escoando através da caldeira, e a área 2-b-c-3-2 é a transferência de calor do fluido de trabalho escoando através do condensador, por unidade de massa circulante. A área fechada 1-2-3-4-a-1 pode ser interpretada como a entrada de calor líquido ou, equivalentemente, o trabalho líquido de saída, por unidade de massa circulante.

Como a bomba é idealizada operando sem irreversibilidades, a Eq. 7.43a pode ser utilizada como uma alternativa da Eq. 8.3 para a avaliação do trabalho de bombeamento. Isto é,

$$\left(\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}}\right)_{\substack{\text{int}\\\text{rev}}} = \int_3^4 v\,dp \tag{8.7a}$$

onde o sinal negativo foi dispensado para manter a consistência com o valor positivo para o trabalho da bomba na Eq. 8.3. O índice "int rev" deve ser mantido como um lembrete de que essa expressão é restrita

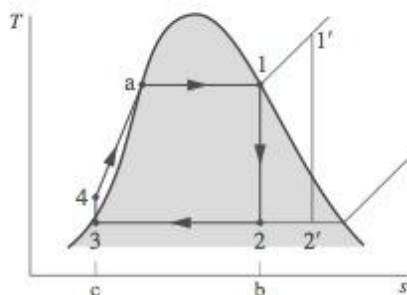



Figura 8.3 Diagrama de temperatura–entropia do ciclo de Rankine ideal.

a processos internamente reversíveis através da bomba. Contudo, tais designações não são necessárias para a Eq. 8.3, porque expressa os princípios da conservação de massa e de energia, e assim não está restrita a processos que sejam internamente reversíveis.

O cálculo da integral da Eq. 8.7a requer uma relação entre o volume específico e a pressão para o processo. Como o volume específico do líquido normalmente varia muito pouco à medida que o líquido escoa da entrada até a saída da bomba, uma aproximação plausível para o valor da integral pode ser obtida considerando-se o volume específico na entrada da bomba, v_3, como constante durante o processo. Então

$$\left(\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}}\right)_{\substack{\text{int}\\ \text{rev}}} \approx v_3(p_4 - p_3) \tag{8.7b}$$

ATUALIZAÇÃO DA METODOLOGIA

O próximo exemplo ilustra a análise de um ciclo de Rankine ideal. Observe que uma pequena mudança em relação à metodologia de resolução de problemas habitual é utilizada neste exemplo e nos exemplos seguintes. Na parte da solução, a atenção é voltada inicialmente para a avaliação sistemática das entalpias específicas e para outros valores de propriedades necessários para cada estado numerado no ciclo. Isso elimina a necessidade de se interromper a solução repetidamente com determinação de propriedades e reforça o que é conhecido sobre os processos em cada componente, uma vez que informações fornecidas e hipóteses são normalmente necessárias para fixar cada um dos estados numerados.

EXEMPLO 8.1

CICLO DE RANKINE IDEAL

Vapor d'água é o fluido de trabalho em um ciclo de Rankine ideal. Vapor saturado entra na turbina a 8,0 MPa e sai do condensador como líquido saturado à pressão de 0,008 MPa. A potência *líquida* desenvolvida pelo ciclo é de 100 MW. Determine para o ciclo (**a**) a eficiência térmica, (**b**) a razão de trabalho reversa, (**c**) a vazão mássica de vapor, em kg/h, (**d**) a taxa de transferência de calor, $\dot{Q}_{\text{entrada}}$ para o fluido de trabalho conforme ele escoa através da caldeira, em MW, (**e**) a taxa de transferência de calor, $\dot{Q}_{\text{saída}}$, da condensação do vapor conforme ele escoa através do condensador, em MW, (**f**) a vazão mássica de água de arrefecimento do condensador, em kg/h, se a água de arrefecimento entra no condensador a 15°C e sai a 35°C.

Solução

Dados: Um ciclo de Rankine ideal opera com vapor d'água como fluido de trabalho. As pressões na caldeira e no condensador são especificadas, e o trabalho líquido de saída é dado.

Determinar: A eficiência térmica, a razão de trabalho reversa, a vazão mássica de vapor d'água, em kg/h, a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho quando ele escoa através da caldeira, em MW, a taxa de transferência de calor do vapor d'água que condensa quando escoa através do condensador, em MW, a vazão mássica de água de arrefecimento do condensador, que entra a 15°C e sai a 35°C.

Esquema e Dados Fornecidos:

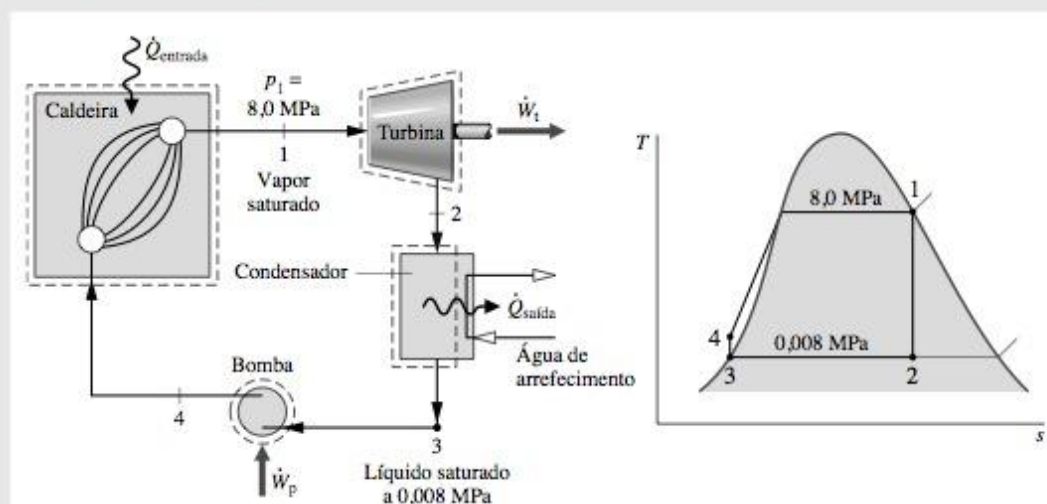



Figura E8.1

Hipóteses:

1. Cada componente do ciclo é analisado como um volume de controle em regime estacionário. Os volumes de controle são mostrados na Fig. E8.1 por meio de linhas tracejadas.
2. Todos os processos do fluido de trabalho são internamente reversíveis.
3. A turbina e a bomba operam adiabaticamente.
4. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezados.
5. Vapor saturado entra na turbina. Condensado sai do condensador como líquido saturado.

Propriedades: Iniciamos fixando cada um dos estados principais mostrados no diagrama *T–s*. Iniciando pela entrada da ❶ turbina, a pressão é de 8,0 MPa e o vapor d'água é um vapor saturado, logo, da Tabela T-3, $h_1 = 2758{,}0$ kJ/kg e $s_1 = 5{,}7432$ kJ/kg · K.

O estado 2 é determinado por $p_2 = 0{,}008$ MPa e pelo fato de a entropia específica ser constante para a expansão adiabática internamente reversível através da turbina. Utilizando os valores de líquido e vapor saturado da Tabela T-3, determinamos o título no estado 2 como sendo

$$x_2 = \frac{s_2 - s_f}{s_g - s_f} = \frac{5{,}7432 - 0{,}5926}{7{,}6361} = 0{,}6745$$

A entalpia é então

$$\begin{aligned} h_2 &= h_f + x_2 h_{fg} = 173{,}88 + (0{,}6745)2403{,}1 \\ &= 1794{,}8 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

O estado 3 é de líquido saturado à pressão de 0,008 MPa, então, $h_3 = 173{,}88$ kJ/kg.
O estado 4 é determinado pela pressão da caldeira p_4 e pela entropia específica $s_4 = s_3$. A entalpia específica h_4 pode ser encontrada através de interpolação nas tabelas de líquido comprimido. Entretanto, como os dados de líquido comprimido são relativamente escassos, é mais conveniente resolvermos a Eq. 8.3 para h_4, utilizando a Eq. 8.7b para aproximar o trabalho da bomba. Com essa aproximação

$$h_4 = h_3 + \dot{W}_p/\dot{m} = h_3 + v_3(p_4 - p_3)$$

Inserindo os valores das propriedades segundo a Tabela T-3,

$$\begin{aligned} h_4 &= 173{,}88 \text{ kJ/kg} + (1{,}0084 \times 10^{-3} \text{ m}^3\text{/kg})(8{,}0 - 0{,}008)\text{MPa} \left|\frac{10^6 \text{ N/m}^2}{1 \text{ MPa}}\right| \left|\frac{1 \text{ kJ}}{10^3 \text{ N} \cdot \text{m}}\right| \\ &= 173{,}88 + 8{,}06 = 181{,}94 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Análise: (a) O trabalho *líquido* desenvolvido pelo ciclo é

$$\dot{W}_{\text{ciclo}} = \dot{W}_t - \dot{W}_p$$

Os balanços das taxas de massa e de energia para volumes de controle ao redor da turbina e da bomba são, respectivamente,

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_1 - h_2 \qquad \text{e} \qquad \frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} = h_4 - h_3$$

onde $\dot{m}$ é a vazão mássica de vapor d'água. A taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho à medida que ele passa através da caldeira é determinado utilizando-se os balanços das taxas de massa e de energia como

$$\frac{\dot{Q}_{\text{entrada}}}{\dot{m}} = h_1 - h_4$$

A eficiência térmica é então

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p}{\dot{Q}_{\text{entrada}}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4} \\ &= \frac{[(2758{,}0 - 1794{,}8) - (181{,}94 - 173{,}88)] \text{ kJ/kg}}{(2758{,}0 - 181{,}94) \text{ kJ/kg}} \\ &= 0{,}371 \; (37{,}1\%) \lhd \end{aligned}$$

(b) A razão de trabalho reversa (bwr) é

❷
$$\text{bwr} = \frac{\dot{W}_p}{\dot{W}_t} = \frac{h_4 - h_3}{h_1 - h_2} = \frac{(181{,}94 - 173{,}88)\text{ kJ/kg}}{(2758{,}0 - 1794{,}8)\text{ kJ/kg}}$$

$$= \frac{8{,}06}{963{,}2} = 8{,}37 \times 10^{-3}\ (0{,}84\%) \ \triangleleft$$

(c) A vazão mássica do vapor d'água pode ser obtida da expressão para a potência líquida dada no item (a). Então

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_{\text{ciclo}}}{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}$$

$$= \frac{(100\text{ MW})|10^3\text{ kW/MW}||3600\text{ s/h}|}{(963{,}2 - 8{,}06)\text{ kJ/kg}}$$

$$= 3{,}77 \times 10^5\text{ kg/h} \ \triangleleft$$

(d) Com a expressão para $\dot{Q}_{\text{entrada}}$ do item (a) e os valores das entalpias específicas previamente determinadas,

$$\dot{Q}_{\text{entrada}} = \dot{m}(h_1 - h_4)$$

$$= \frac{(3{,}77 \times 10^5\text{ kg/h})(2758{,}0 - 181{,}94)\text{ kJ/kg}}{|3600\text{ s/h}||10^3\text{ kW/MW}|}$$

$$= 269{,}77\text{ MW} \ \triangleleft$$

(e) Os balanços das taxas de massa e de energia aplicados ao volume de controle, que envolve o lado do vapor d'água no condensador, fornecem

$$\dot{Q}_{\text{saída}} = \dot{m}(h_2 - h_3)$$

$$= \frac{(3{,}77 \times 10^5\text{ kg/h})(1794{,}8 - 173{,}88)\text{ kJ/kg}}{|3600\text{ s/h}||10^3\text{ kW/MW}|}$$

$$= 169{,}75\text{ MW} \ \triangleleft$$

❸ Observe que a razão entre $\dot{Q}_{\text{saída}}$ e $\dot{Q}_{\text{entrada}}$ é 0,629 (62,9%).
Alternativamente, $\dot{Q}_{\text{saída}}$ pode ser determinado a partir do balanço da taxa de energia aplicado à instalação de potência a vapor como um *todo*. Em regime estacionário, a potência líquida desenvolvida é igual à taxa líquida de transferência de calor para a instalação

$$\dot{W}_{\text{ciclo}} = \dot{Q}_{\text{entrada}} - \dot{Q}_{\text{saída}}$$

Rearrumando essa expressão e inserindo valores,

$$\dot{Q}_{\text{saída}} = \dot{Q}_{\text{entrada}} - \dot{W}_{\text{ciclo}} = 269{,}77\text{ MW} - 100\text{ MW} = 169{,}77\text{ MW}$$

A pequena diferença neste valor se dá por conta do arredondamento.
(f) Tomando um volume de controle em torno do condensador, os balanços das taxas de massa e de energia fornecem em regime estacionário

$$0 = \cancelto{0}{\dot{Q}_{\text{vc}}} - \cancelto{0}{\dot{W}_{\text{vc}}} + \dot{m}_{\text{ar}}(h_{\text{ar, entrada}} - h_{\text{ar, saída}}) + \dot{m}(h_2 - h_3)$$

onde $\dot{m}_{\text{ar}}$ é a vazão mássica da água de arrefecimento. Resolvendo para $\dot{m}_{\text{ar}}$

$$\dot{m}_{\text{ar}} = \frac{\dot{m}(h_2 - h_3)}{(h_{\text{ar, saída}} - h_{\text{ar, entrada}})}$$

O numerador dessa expressão é avaliado no item (e). Para a água de arrefecimento, $h \approx h_f(T)$, logo, com os valores da entalpia do líquido saturado da Tabela T-2 nas temperaturas de entrada e saída da água de arrefecimento,

$$\dot{m}_{ar} = \frac{(169{,}75\text{ MW})|10^3\text{ kW/MW}||3600\text{ s/h}|}{(146{,}68 - 62{,}99)\text{ kJ/kg}} = 7{,}3 \times 10^6\text{ kg/h} \triangleleft$$

❶ Observe que uma metodologia de solução de problemas ligeiramente modificada é utilizada neste problema-exemplo: iniciamos com uma avaliação sistemática da entalpia específica em cada estado assinalado por um número.

❷ Observe que a razão de trabalho reversa é relativamente pequena para o ciclo de Rankine. Neste caso, o trabalho necessário para operar a bomba é menor do que 1% do trabalho fornecido pela turbina.

❸ Neste exemplo, 62,9% da energia adicionada ao fluido de trabalho por transferência de calor são subseqüentemente transferidos para a água de arrefecimento. Muito embora uma quantidade considerável de energia seja carregada pela água de arrefecimento, seu uso é muito limitado porque a água sai a uma temperatura de apenas alguns graus acima da temperatura da vizinhança.

8.2.3 Efeitos das Pressões na Caldeira e no Condensador sobre o Ciclo de Rankine

Na Seção 6.4.2 observamos que a eficiência térmica dos ciclos de potência tende a aumentar à medida que a temperatura média na qual a energia é adicionada por transferência de calor aumenta e/ou a temperatura média na qual a energia é descarregada diminui. Vamos aplicar essa idéia para estudar os efeitos de variações de pressões da caldeira e do condensador no desempenho do ciclo de Rankine ideal. Embora esses resultados sejam obtidos com relação ao ciclo de Rankine ideal, eles também funcionam qualitativamente em instalações de potência a vapor reais.

A Fig. 8.4*a* mostra dois ciclos ideais com a mesma pressão no condensador, mas com pressões de caldeira diferentes. Por inspeção, observa-se que a temperatura média de adição de calor é maior para o ciclo de alta pressão 1′–2′–3′–4′–1′ do que para o ciclo 1–2–3–4–1. Segue-se que um aumento na pressão da caldeira no ciclo de Rankine ideal tende a aumentar a eficiência térmica.

A Fig. 8.4*b* mostra dois ciclos com a mesma pressão na caldeira mas com pressões diferentes no condensador. Um dos condensadores opera à pressão atmosférica e o outro a uma pressão *menor do que* a atmosférica. A temperatura de rejeição de calor para o ciclo 1–2–3–4–1 que condensa a pressão atmosférica é de 100°C (212°F). A temperatura de rejeição de calor para o ciclo de pressão mais baixa 1–2″–3″–4″–1 é também mais baixa, logo esse ciclo tem maior eficiência térmica. Segue-se que um decréscimo na pressão do condensador tende a aumentar a eficiência térmica.

A menor pressão viável no condensador é a pressão de saturação correspondente à temperatura ambiente, uma vez que esta é a menor temperatura possível para rejeição de calor para a vizinhança. O objetivo de manter, na prática, a menor pressão de exaustão na saída da turbina (condensador) é a razão primordial para se incluir o condensador em uma instalação de potência a vapor. Água líquida na pressão atmosférica poderia ser levada à caldeira através de uma bomba, e o vapor d'água poderia ser descarregado diretamente para a atmosfera

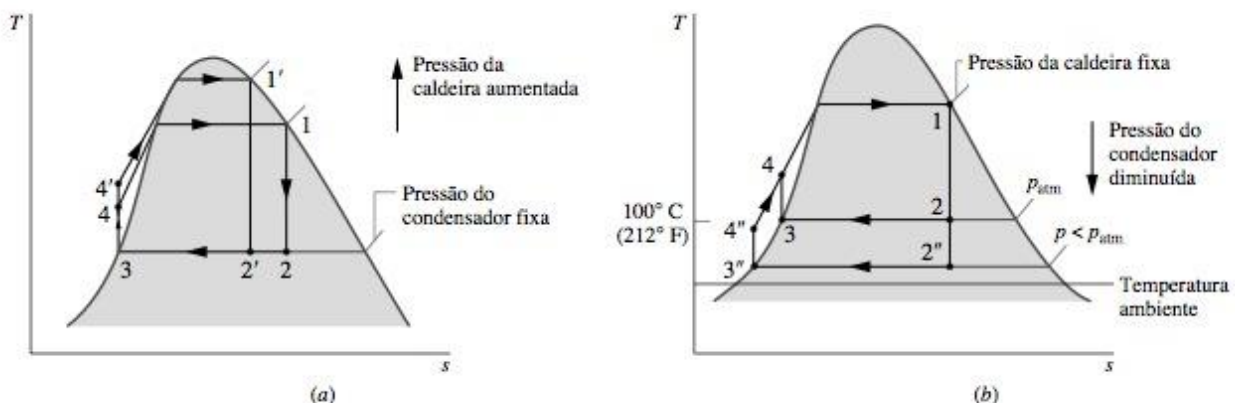



Figura 8.4 Efeitos da variação das pressões de operação sobre o ciclo de Rankine ideal. (*a*) Efeito da pressão da caldeira. (*b*) Efeito da pressão do condensador.

na saída da turbina. Porém, ao se incluir um condensador no qual o lado do vapor d'água opere a uma pressão *abaixo da atmosférica*, a turbina passa a ter uma região de baixa pressão na qual descarrega, resultando em um aumento significativo do trabalho líquido e da eficiência térmica. A inclusão do condensador também permite que o fluido de trabalho opere em um circuito fechado. Esse arranjo permite a circulação contínua do fluido de trabalho, viabilizando o uso de água pura, que é menos corrosiva do que a água da torneira.

8.2.4 Irreversibilidades e Perdas Principais

As irreversibilidades e perdas estão associadas a cada um dos subsistemas mostrado na Fig. 8.1. Alguns desses efeitos têm uma influência maior no desempenho do que outros. Consideremos as irreversibilidades e perdas associadas com o ciclo de Rankine.

Turbina. A principal irreversibilidade sofrida pelo fluido de trabalho está associada à expansão através da turbina. O calor transferido da turbina para a vizinhança representa uma perda, mas como ele tem freqüentemente importância secundária, essa perda é ignorada nas discussões subseqüentes. Conforme ilustrado pelo Processo 1-2 da Fig. 8.5, uma expansão adiabática real através da turbina é acompanhada por um aumento de entropia. O trabalho desenvolvido por unidade de massa nesse processo é menor que o da expansão isentrópica 1-2s correspondente. A eficiência isentrópica da turbina η_t apresentada na Seção 7.7 permite levar em conta o efeito das irreversibilidades na turbina em termos das quantidades de trabalho real e isentrópico. Designando-se os estados conforme a Fig. 8.5, a eficiência isentrópica da turbina é

$$\eta_t = \frac{(\dot{W}_t/\dot{m})}{(\dot{W}_t/\dot{m})_s} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \tag{8.8}$$

onde o numerador é o trabalho real desenvolvido por unidade de massa circulante através da turbina e o denominador é o trabalho para uma expansão isentrópica desde o estado de entrada na turbina até a pressão de exaustão da turbina. As irreversibilidades na turbina reduzem significativamente a potência líquida disponível na saída da instalação.

Bomba. O trabalho necessário à bomba para vencer os efeitos de atrito também reduz a potência líquida disponível na saída da instalação. Na ausência de transferência de calor para a vizinhança, haveria um aumento na entropia na bomba. O Processo 3-4 da Fig. 8.5 ilustra o processo real de bombeamento. O trabalho exigido para esse processo é *maior* que o do processo isentrópico correspondente 3-4s. A eficiência isentrópica η_p da bomba, apresentada na Seção 7.7, permite que o efeito das irreversibilidades na bomba seja levado em conta nos termos de quantidades de trabalho real e isentrópico. Designando os estados conforme a Fig. 8.5, a eficiência isentrópica da bomba é

$$\eta_p = \frac{(\dot{W}_p/\dot{m})_s}{(\dot{W}_p/\dot{m})} = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3} \tag{8.9}$$

Nessa expressão, o trabalho na bomba para o processo isentrópico aparece no numerador. O trabalho real da bomba, sendo a maior grandeza, encontra-se no denominador. Como o trabalho na bomba é muito me-

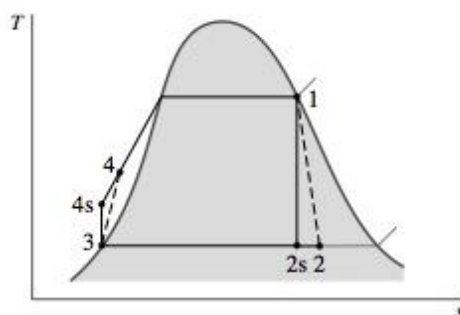



Figura 8.5 Diagrama temperatura–entropia mostrando os efeitos das irreversibilidades na turbina e na bomba.

nor do que o trabalho da turbina, as irreversibilidades na bomba têm um impacto muito menor no trabalho líquido do ciclo do que as irreversibilidades na turbina.

Outros Desvios em Relação às Idealizações. As irreversibilidades da turbina e da bomba mencionadas são irreversibilidades *internas*, experimentadas pelo fluido de trabalho conforme ele escoa pelo circuito fechado do ciclo de Rankine. Além destas, existem outras fontes de desvio em relação às idealizações. Por exemplo, efeitos do atrito resultante da perda carga são fontes de irreversibilidades internas à medida que o fluido de trabalho escoa através da caldeira, do condensador e da tubulação que conecta os diversos componentes. Entretanto, por simplificação, esses efeitos serão ignorados nas discussões subseqüentes. A Fig. 8.5 não considera nenhuma perda de pressão no escoamento através da caldeira e do condensador ou entre os componentes da instalação.

As mais significativas fontes de irreversibilidades para uma instalação de potência a vapor movida a combustível fóssil estão associadas à queima do combustível e à subseqüente transferência de calor dos produtos quentes da combustão para o fluido de trabalho do ciclo. Esses efeitos ocorrem na vizinhança do subsistema rotulado como A na Fig. 8.1 e são, então, irreversibilidades *externas* para o ciclo de Rankine.

Outro efeito que ocorre na vizinhança é a descarga de energia para a água de arrefecimento à medida que o fluido de trabalho se condensa. Embora uma energia considerável seja transportada pela água de arrefecimento, sua *utilidade* é severamente limitada. Para condensadores nos quais o vapor d'água se condensa próximo à temperatura ambiente, a água de arrefecimento sofre um acréscimo de temperatura de *apenas alguns graus* acima da temperatura da vizinhança ao passar através do condensador, tendo, então, pouca utilidade. Conseqüentemente, a importância dessa perda é *bem menor* que a sugerida pela magnitude da energia transferida para a água de arrefecimento.

No próximo exemplo, o ciclo de Rankine ideal do Exemplo 8.1 é modificado para incluir os efeitos das irreversibilidades na turbina e na bomba.

Exemplo 8.2

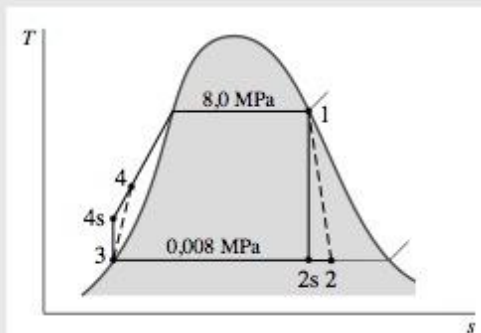
Ciclo de Rankine com Irreversibilidades

Reconsidere o ciclo de potência a vapor do Exemplo 8.1, mas inclua na análise que a turbina e a bomba possuem uma eficiência isentrópica de 85%. Determine para o ciclo modificado **(a)** a eficiência térmica, **(b)** a vazão mássica do vapor d'água, em kg/h, para uma potência de saída líquida de 100 MW, **(c)** a taxa de transferência de calor $\dot{Q}_{\text{entrada}}$ para o fluido de trabalho, ao escoar através da caldeira, em MW, **(d)** a taxa de transferência de calor $\dot{Q}_{\text{saída}}$ do vapor d'água do condensador à medida que ele escoa através do condensador, em MW, **(e)** a vazão mássica da água de arrefecimento do condensador, em kg/h, se a água de arrefecimento entra no condensador a 15°C e sai a 35°C. Discuta os efeitos das irreversibilidades da turbina e da bomba sobre o ciclo de vapor.

Solução

Dados: Um ciclo potência a vapor opera com vapor d'água como fluido de trabalho. Tanto a turbina quanto a bomba têm eficiência de 85%.

Determinar: A eficiência térmica, a vazão mássica, em kg/h, a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho à medida que ele escoa através da caldeira, em MW, a taxa de transferência de calor do vapor d'água que se condensa, ao passar pelo condensador, em MW, e a vazão mássica da água de arrefecimento do condensador, em kg/h. Discuta.

Esquema e Dados Fornecidos:

Hipóteses:

1. Cada componente do ciclo é analisado como um volume de controle em regime estacionário.
2. O fluido de trabalho passa através da caldeira e do condensador a uma pressão constante. Vapor saturado entra na turbina. O condensado encontra-se saturado na saída do condensador.
3. A turbina e a bomba operam adiabaticamente com uma eficiência de 85%.
4. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezados.

Figura E8.2

***Propriedades*:** Devido à presença de irreversibilidades durante a expansão do vapor d'água na turbina, há um aumento da entropia específica desde a entrada até a saída da turbina, conforme mostrado no diagrama T–s da Fig. E8.2. Analogamente, há um aumento na entropia específica desde a entrada até a saída da bomba. Iniciemos a análise determinando cada um dos estados principais. O estado 1 é o mesmo do Exemplo 8.1, logo h_1 = 2758,0 kJ/kg e s_1 = 5,7432 kJ/kg · K.

A entalpia específica na saída da turbina, estado 2, pode ser determinada utilizando-se a eficiência da turbina.

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_t/\dot{m}}{(\dot{W}_t/\dot{m})_s} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

onde h_{2s} é a entalpia específica para o estado 2s no diagrama T–s. Da solução do Exemplo 8.1, h_{2s} = 1794,8 kJ/kg. Resolvendo para h_2 e inserindo os valores conhecidos,

$$\begin{aligned} h_2 &= h_1 - \eta_t(h_1 - h_{2s}) \\ &= 2758 - 0{,}85(2758 - 1794{,}8) = 1939{,}3 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

O estado 3 é o mesmo do Exemplo 8.1, logo h_3 = 173,88 kJ/kg.

Para determinar a entalpia específica na saída da bomba, estado 4, simplificamos os balanços das taxas da massa e energia para um volume de controle em torno da bomba de modo a obter $\dot{W}_p/\dot{m} = h_4 - h_3$. Rearrumando, a entalpia específica para o estado 4 é

$$h_4 = h_3 + \dot{W}_p/\dot{m}$$

Para determinar h_4 dessa expressão, é necessário o trabalho de bombeamento, que pode ser calculado utilizando-se a eficiência da bomba η_p, como a seguir. Por definição,

$$\eta_p = \frac{(\dot{W}_p/\dot{m})_s}{(\dot{W}_p/\dot{m})}$$

O termo $(\dot{W}_p/\dot{m})_s$ pode ser calculado utilizando-se a Eq. 8.7b. Então, resolvendo para $\dot{W}_p/\dot{m}$, temos

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} = \frac{v_3(p_4 - p_3)}{\eta_p}$$

O numerador dessa expressão foi determinado na solução do Exemplo 8.1. Dessa forma,

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} = \frac{8{,}06 \text{ kJ/kg}}{0{,}85} = 9{,}48 \text{ kJ/kg}$$

A entalpia específica na saída da bomba é então

$$h_4 = h_3 + \dot{W}_p/\dot{m} = 173{,}88 + 9{,}48 = 183{,}36 \text{ kJ/kg}$$

***Análise*:** (a) A potência líquida desenvolvida pelo ciclo é

$$\dot{W}_{ciclo} = \dot{W}_t - \dot{W}_p = \dot{m}[(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)]$$

A taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho quando ele passa pela caldeira é

$$\dot{Q}_{entrada} = \dot{m}(h_1 - h_4)$$

Então a eficiência térmica é

$$\eta = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4}$$

Introduzindo valores,

$$\eta = \frac{(2758 - 1939{,}3) - 9{,}48}{2758 - 183{,}36} = 0{,}314\ (31{,}4\%) \triangleleft$$

(b) Com a expressão da potência líquida do item (a), vazão mássica de vapor d'água é

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_{ciclo}}{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}$$
$$= \frac{(100\ \text{MW})|3600\ \text{s/h}||10^3\ \text{kW/MW}|}{(818{,}7 - 9{,}48)\ \text{kJ/kg}} = 4{,}449 \times 10^5\ \text{kg/h} \triangleleft$$

(c) Com a expressão para $\dot{Q}_{entrada}$ do item (a) e com os valores previamente determinados da entalpia específica,

$$\dot{Q}_{entrada} = \dot{m}(h_1 - h_4)$$
$$= \frac{(4{,}449 \times 10^5\ \text{kg/h})(2758 - 183{,}36)\ \text{kJ/kg}}{|3600\ \text{s/h}||10^3\ \text{kW/MW}|} = 318{,}2\ \text{MW} \triangleleft$$

(d) A taxa de transferência de calor do vapor d'água que condensa para a água de arrefecimento é

$$\dot{Q}_{saída} = \dot{m}(h_2 - h_3)$$
$$= \frac{(4{,}449 \times 10^5\ \text{kg/h})(1939{,}3 - 173{,}88)\ \text{kJ/kg}}{|3600\ \text{s/h}||10^3\ \text{kW/MW}|} = 218{,}2\ \text{MW} \triangleleft$$

(e) A vazão mássica da água de arrefecimento pode ser determinada de

$$\dot{m}_{ar} = \frac{\dot{m}(h_2 - h_3)}{(h_{ar,saída} - h_{ar,entrada})}$$
$$= \frac{(218{,}2\ \text{MW})|10^3\ \text{kW/MW}||3600\ \text{s/h}|}{(146{,}68 - 62{,}99)\ \text{kJ/kg}} = 9{,}39 \times 10^6\ \text{kg/h} \triangleleft$$

O efeito das irreversibilidades na turbina e na bomba pode ser medido comparando-se estes valores com os valores correspondentes do Exemplo 8.1. Neste exemplo, o trabalho da turbina por unidade de massa é menor e o trabalho na bomba por unidade de massa é maior do que no Exemplo 8.1. A eficiência térmica no caso presente é menor do que a do caso ideal do exemplo anterior. Para uma potência líquida fixada (100 MW), o trabalho líquido de saída por unidade de massa menor impõe, no presente caso, uma maior vazão mássica de vapor d'água. A magnitude da transferência de calor para a água de arrefecimento é maior neste exemplo do que no Exemplo 8.1; conseqüentemente, uma maior vazão mássica de água de resfriamento seria necessária.

8.3 Melhorando o Desempenho – Superaquecimento e Reaquecimento

As representações do ciclo de potência a vapor consideradas até aqui não descrevem, fielmente, as instalações de potência a vapor, uma vez que várias modificações são usualmente incorporadas para melhorar o desempenho global. Nesta seção consideraremos duas modificações do ciclo conhecidas como *superaquecimento* e *reaquecimento*. As duas modificações são normalmente incorporadas nas instalações de potência a vapor.

Vamos iniciar a discussão observando que um aumento da pressão na caldeira ou uma diminuição da pressão no condensador pode resultar em uma diminuição do título de vapor na saída da turbina. Isso pode ser percebido comparando os estados 2′ com 2″ das Figs. 8.4*a* e 8.4*b* (Seção 8.2.3) com o estado 2 correspondente de cada diagrama. Se o título da mistura passando através da turbina se tornar muito baixo, o impacto das gotículas de líquido presentes na mistura líquido-vapor pode provocar erosão nas lâminas da

turbina, causando um decréscimo na eficiência da turbina e uma maior necessidade de manutenção. Conseqüentemente, a prática comum é manter no mínimo um título de 90% ($x \geq 0,9$) na saída da turbina. As modificações do ciclo conhecidas como *superaquecimento* e *reaquecimento* permitem pressões de operação vantajosas na caldeira e no condensador e ainda eliminam o problema de título baixo na saída da turbina.

superaquecimento

Superaquecimento. Consideremos, inicialmente, o **superaquecimento**. Como não estamos restritos a ter vapor saturado na entrada da turbina, uma energia adicional pode ser acrescentada ao vapor d'água por transferência de calor, levando-o à condição de vapor superaquecido na entrada da turbina. Isso é efetuado em um trocador de calor separado denominado superaquecedor. A combinação da caldeira com o superaquecedor é conhecida como *gerador de vapor*. A Fig. 8.3 (Seção 8.2.2) mostra um ciclo de Rankine ideal com vapor superaquecido na entrada da turbina: o ciclo 1′–2′–3–4–1′. O ciclo com superaquecimento possui uma temperatura média de adição de calor maior que a do ciclo sem superaquecimento (ciclo 1–2–3–4–1), logo a eficiência térmica é maior. Além disso, o título na saída da turbina, estado 2′, é maior do que para o estado 2, que seria o estado de saída da turbina sem o superaquecimento. Conseqüentemente, o superaquecimento também tende a reduzir o problema de título baixo do vapor na saída da turbina. Com um superaquecimento suficiente, o estado na saída da turbina pode até cair na região de vapor superaquecido.

reaquecimento

Reaquecimento. Uma modificação adicional normalmente empregada em instalações de potência a vapor é o ***reaquecimento.*** Com reaquecimento, uma instalação de potência pode tirar vantagem do aumento da eficiência que resulta de pressões maiores na caldeira e ainda evitar um título baixo de vapor na exaustão da turbina. No ciclo com reaquecimento ideal mostrado na Fig. 8.6, o vapor não se expande até a pressão do condensador em um único estágio. O vapor d'água se expande através de uma turbina de primeiro estágio (Processo 1-2) até um valor de pressão entre as pressões do gerador de vapor e do condensador. O vapor d'água é então reaquecido no gerador de vapor (Processo 2-3). Idealmente, não haveria queda de pressão quando o vapor fosse reaquecido. Após o reaquecimento, o vapor d'água se expande na turbina de segundo estágio até a pressão do condensador (Processo 3-4). A principal vantagem do reaquecimento é aumentar o título do vapor na saída da turbina. Isso pode ser percebido no diagrama *T–s* da Fig. 8.6 comparando o estado 4 com o estado 4′, que é o estado na saída da turbina sem reaquecimento. Ao calcular a eficiência térmica de um ciclo com reaquecimento é necessário considerar o trabalho efetuado pelos dois estágios de turbina, bem como o acréscimo total de calor que ocorre nos processos de vaporização/superaquecimento e de reaquecimento. Esse cálculo é ilustrado no Exemplo 8.3, onde o ciclo de Rankine ideal do Exemplo 8.1 é modificado para incluir o superaquecimento, o reaquecimento e o efeito das irreversibilidades da turbina.

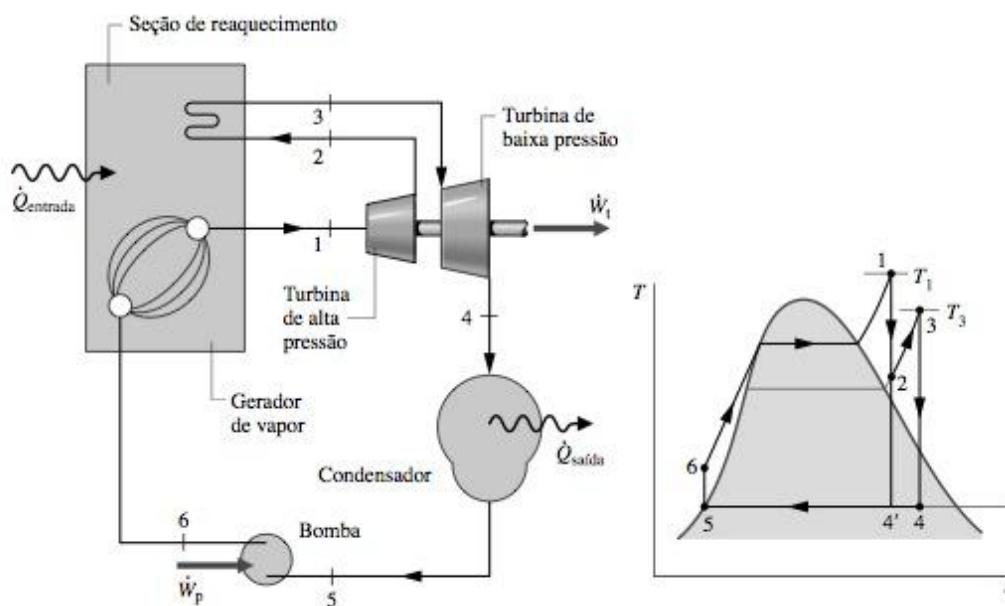



Figura 8.6 Ciclo de reaquecimento ideal.

EXEMPLO 8.3

CICLO COM REAQUECIMENTO

Vapor d'água é o fluido de trabalho em um ciclo de Rankine com superaquecimento e reaquecimento. O vapor entra na turbina de primeiro estágio a 8,0 MPa, 480°C, e se expande até 0,7 MPa. Ele é então reaquecido até 440°C antes de entrar na turbina de segundo estágio, onde ele se expande até a pressão do condensador de 0,008 MPa. A potência *líquida* de saída é de 100 MW. Se os estágios de turbina e da bomba são isentrópicos, determine **(a)** a eficiência térmica do ciclo, **(b)** a vazão mássica de vapor d'água, em kg/h, **(c)** a taxa de transferência de calor $\dot{Q}_{\text{saída}}$ do vapor d'água que condensa ao escoar através do condensador, em MW. Discuta os efeitos do reaquecimento sobre o ciclo de potência a vapor. **(d)** Se cada um dos estágios de turbina tem uma eficiência isentrópica de 85%, determine a eficiência térmica. **(e)** Represente graficamente a eficiência térmica em função da eficiência do estágio de turbina variando de 85 a 100%.

Solução

Dados: Um ciclo de reaquecimento opera com vapor d'água como fluido de trabalho. As pressões e as temperaturas de operação são especificadas e a potência líquida de saída é conhecida.

Determinar: A eficiência térmica, a vazão mássica de vapor, em kg/h, e a taxa de transferência de calor do vapor que condensa ao passar pelo condensador, em MW, considerando os estágios de turbina e da bomba isentrópicos. Discuta. Se cada estágio de turbina tem uma eficiência isentrópica especificada, determine a eficiência térmica do ciclo. Represente-o graficamente.

Esquema e Dados Fornecidos:

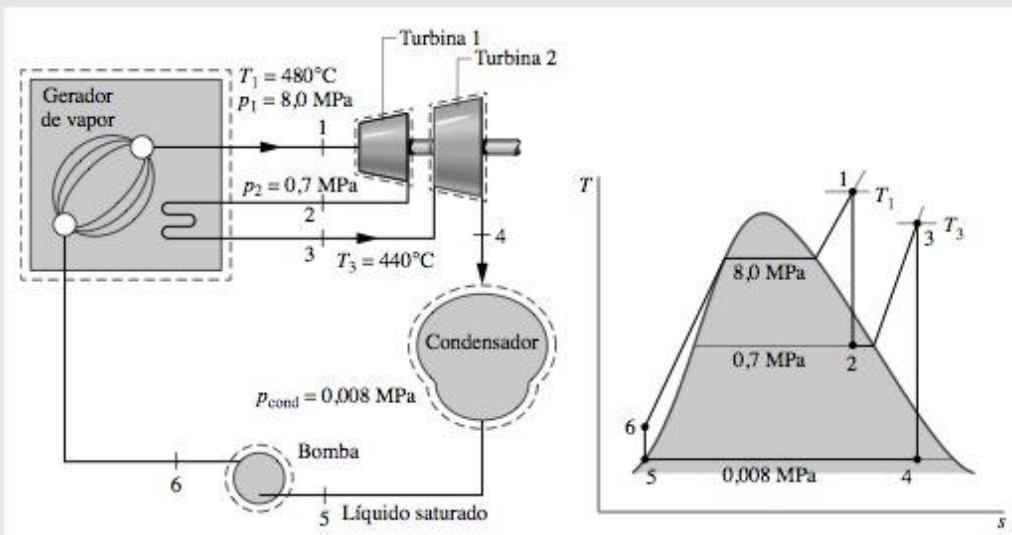



Figura E8.3a

Hipóteses:

1. Cada componente no ciclo é analisado como um volume de controle em regime estacionário. Os volumes de controle são mostrados na Fig. E8.3a por linhas tracejadas.
2. Nos itens (a) e (c), todos os processos do fluido de trabalho são internamente reversíveis. Nos itens (d) e (e), as eficiências isentrópicas dos estágios de turbina são especificadas.
3. A turbina e a bomba operam adiabaticamente.
4. O condensado sai do condensador como líquido saturado.
5. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezados.

Propriedades: Para iniciar, determinaremos cada um dos estados principais do ciclo ideal mostrado na Fig. E8.3*a*. Começando pela entrada da turbina de primeiro estágio, a pressão é 8,0 MPa e a temperatura é 480°C, logo o vapor é superaquecido. Da Tabela T-4, h_1 = 3348,4 kJ/kg e s_1 = 6,6586 kJ/kg · K.

O estado 2 é determinado por p_2 = 0,7 MPa e $s_2 = s_1$ para a expansão isentrópica através da turbina de primeiro estágio. Utilizando-se os dados de líquido e vapor saturados da Tabela T-3, o título no estado 2 é

$$x_2 = \frac{s_2 - s_f}{s_g - s_f} = \frac{6{,}6586 - 1{,}9922}{6{,}708 - 1{,}9922} = 0{,}9895$$

A entalpia específica é então

$$h_2 = h_f + x_2 h_{fg}$$
$$= 697{,}22 + (0{,}9895)2066{,}3 = 2741{,}8 \text{ kJ/kg}$$

O estado 3 é de vapor superaquecido com $p_3 = 0{,}7$ MPa e $T_3 = 440°C$, logo, da Tabela T-4, $h_3 = 3353{,}3$ kJ/kg e $s_3 = 7{,}7571$ kJ/kg · K.

Para determinar o estado 4, use $p_4 = 0{,}008$ MPa e $s_4 = s_3$ para a expansão isentrópica através da turbina de segundo estágio. Com os dados da Tabela T-3, o título para o estado 4 é

$$x_4 = \frac{s_4 - s_f}{s_g - s_f} = \frac{7{,}7571 - 0{,}5926}{8{,}2287 - 0{,}5926} = 0{,}9382$$

A entalpia específica é

$$h_4 = 173{,}88 + (0{,}9382)2403{,}1 = 2428{,}5 \text{ kJ/kg}$$

O estado 5 é de líquido saturado a 0,008 MPa, logo $h_5 = 173{,}88$ kJ/kg. Finalmente, o estado na saída da bomba é o mesmo do Exemplo 8.1, logo $h_6 = 181{,}94$ kJ/kg.

Análise: (a) A potência *líquida* desenvolvida pelo ciclo é

$$\dot{W}_{\text{ciclo}} = \dot{W}_{t1} + \dot{W}_{t2} - \dot{W}_p$$

Os balanços das taxas de massa e de energia para os dois estágios de turbina e a bomba se reduzem, respectivamente, a

Turbina 1: $\dot{W}_{t1}/\dot{m} = h_1 - h_2$
Turbina 2: $\dot{W}_{t2}/\dot{m} = h_3 - h_4$
Bomba: $\dot{W}_p/\dot{m} = h_6 - h_5$

onde $\dot{m}$ é a vazão mássica de vapor d'água.

A taxa total de transferência de calor para o fluido de trabalho à medida que ele passa através da caldeira-superaquecedor e reaquecedor é

$$\frac{\dot{Q}_{\text{entrada}}}{\dot{m}} = (h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)$$

Utilizando essas expressões, a eficiência térmica é

$$\eta = \frac{(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) - (h_6 - h_5)}{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)}$$
$$= \frac{(3348{,}4 - 2741{,}8) + (3353{,}3 - 2428{,}5) - (181{,}94 - 173{,}88)}{(3348{,}4 - 181{,}94) + (3353{,}3 - 2741{,}8)}$$
$$= \frac{606{,}6 + 924{,}8 - 8{,}06}{3166{,}5 + 611{,}5} = \frac{1523{,}3 \text{ kJ/kg}}{3778 \text{ kJ/kg}} = 0{,}403\ (40{,}3\%) \triangleleft$$

(b) A vazão mássica de vapor d'água pode ser obtida com a expressão para a potência líquida dada no item (a).

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_{\text{ciclo}}}{(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) - (h_6 - h_5)}$$
$$= \frac{(100 \text{ MW})|3600 \text{ s/h}||10^3 \text{ kW/MW}|}{(606{,}6 + 924{,}8 - 8{,}06) \text{ kJ/kg}} = 2{,}363 \times 10^5 \text{ kg/h} \triangleleft$$

(c) A taxa de transferência de calor do vapor que condensa para a água de arrefecimento é

$$\dot{Q}_{\text{saída}} = \dot{m}(h_4 - h_5)$$
$$= \frac{2{,}363 \times 10^5 \text{ kg/h}\ (2428{,}5 - 173{,}88) \text{ kJ/kg}}{|3600 \text{ s/h}||10^3 \text{ kW/MW}|} = 148 \text{ MW} \triangleleft$$

Para percebermos os efeitos do reaquecimento, comparamos estes valores com os valores correspondentes do Exemplo 8.1. Com o superaquecimento e o reaquecimento, a eficiência térmica aumenta em relação à do ciclo do Exemplo 8.1. Para uma potência líquida de saída especificada (100 MW), uma eficiência térmica maior significa que é necessária uma vazão mássica de vapor menor. Além disso, com uma eficiência térmica maior, a taxa de transferência de calor para a água de arrefecimento é também menor, resultando uma demanda reduzida por água de arrefecimento. Com reaquecimento, o título do vapor na saída da turbina é substancialmente aumentado em relação ao valor do ciclo do Exemplo 8.1.

(d) O diagrama *T–s* para o ciclo com reaquecimento e com expansões irreversíveis através dos estágios de turbina é mostrado na Fig. E8.3*b*. Os seguintes valores da entalpia específica são conhecidos do item (a), em kJ/kg: $h_1 = 3348{,}4$; $h_{2s} = 2741{,}8$; $h_3 = 3353{,}3$; $h_{4s} = 2428{,}5$; $h_5 = 173{,}88$; $h_6 = 181{,}94$.

A entalpia específica na saída da turbina de primeiro estágio, h_2, pode ser determinada resolvendo-se a expressão para a eficiência da turbina para obter

$$\begin{aligned} h_2 &= h_1 - \eta_t(h_1 - h_{2s}) \\ &= 3348{,}4 - 0{,}85(3348{,}4 - 2741{,}8) = 2832{,}8 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

A entalpia específica na saída da turbina de segundo estágio pode ser encontrada similarmente:

$$\begin{aligned} h_4 &= h_3 - \eta_t(h_3 - h_{4s}) \\ &= 3353{,}3 - 0{,}85(3353{,}3 - 2428{,}5) = 2567{,}2 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

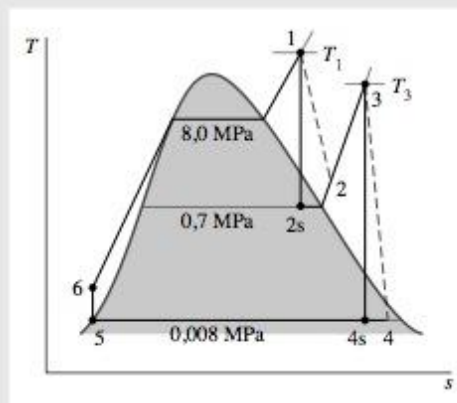



Figura E8.3b

A eficiência térmica é então

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) - (h_6 - h_5)}{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)} \\ &= \frac{(3348{,}4 - 2832{,}8) + (3353{,}3 - 2567{,}2) - (181{,}94 - 173{,}88)}{(3348{,}4 - 181{,}94) + (3353{,}3 - 2832{,}8)} \\ &= \frac{1293{,}6 \text{ kJ/kg}}{3687{,}0 \text{ kJ/kg}} = 0{,}351\ (35{,}1\%) \vartriangleleft \end{aligned}$$ ❶

(e) (CD-ROM)

❶ Devido às irreversibilidades presentes nos estágios de turbina, o trabalho líquido por unidade de massa desenvolvido neste caso é ligeiramente menor do que o do item (a). A eficiência térmica é também consideravelmente menor.

8.4 Melhorando o Desempenho – Ciclo de Potência a Vapor Regenerativo

Um outro método comumente utilizado para aumentar a eficiência térmica de instalações de potência a vapor é o *aquecimento regenerativo da água de alimentação*, ou simplesmente ***regeneração***. Esse é o assunto desta seção.

regeneração

Para introduzir o princípio do aquecimento regenerativo da água de alimentação, considere novamente a Fig. 8.3 (Seção 8.2.2). No ciclo 1–2–3–4-a–1, o fluido de trabalho entraria na caldeira como líquido comprimido no estado 4 e seria aquecido enquanto estivesse na fase líquida até o estado a. Com o aquecimento regenerativo da água de alimentação, o fluido de trabalho entraria na caldeira em um estado *entre* 4 e a. Como resultado, a temperatura média da adição de calor seria aumentada, tendendo a aumentar a eficiência térmica.

8.4.1 Aquecedores de Água de Alimentação Abertos

aquecedor de água de alimentação aberto

Vamos considerar como a regeneração pode ocorrer utilizando um ***aquecedor de água de alimentação aberto***, um tipo de trocador de calor de contato direto no qual correntes em diferentes temperaturas se misturam para formar uma corrente a uma temperatura intermediária. Na Fig. 8.7 são mostrados o diagrama esquemático e o diagrama *T–s* correspondente para um ciclo de potência a vapor regenerativo com um aquecedor de água de alimentação aberto. Para esse ciclo, o fluido de trabalho passa isentropicamente através dos estágios da turbina e bomba, e o escoamento através do gerador de vapor, condensador e aquecedor de água de alimentação ocorre sem queda de pressão em qualquer um desses componentes. Vapor d'água entra na turbina de primeiro estágio em um estado 1 e se expande até o estado 2, onde uma fração do escoamento total é *extraída*, ou *sangrada*, para o interior de um aquecedor de água de alimentação aberto operando na pressão de extração, p_2. O vapor restante se expande através da turbina de segundo estágio até o estado 3. Essa parte do escoamento total é condensada para líquido saturado, estado 4, e então bombeada até a pressão de extração e introduzida no aquecedor de água de alimentação no estado 5. Uma única corrente misturada deixa o aquecedor de água de alimentação no estado 6. Para o caso mostrado na Fig. 8.7, as vazões mássicas das correntes que entram no aquecedor de água de alimentação são escolhidas de modo que a corrente que sai do aquecedor de água de alimentação é um líquido saturado na pressão de extração. O líquido no estado 6 é então bombeado até a pressão do gerador de vapor e entra no gerador de vapor no estado 7. Finalmente, o fluido de trabalho é aquecido do estado 7 até o estado 1 no gerador de vapor.

De acordo com o diagrama *T–s* do ciclo, observe que a adição de calor ocorreria do estado 7 até o estado 1, em vez do estado a até o estado 1, como no caso sem regeneração. Dessa forma, a quantidade de energia que deve ser fornecida através da queima de combustível fóssil, ou por uma outra fonte, para vaporizar e superaquecer o vapor, seria reduzida. Esse é o resultado desejado. Contudo apenas uma parte do escoamento total se expande através da turbina de segundo estágio (Processo 2–3), de modo que menos trabalho seria desenvolvido. Na prática, as condições de operação são escolhidas de forma que a redução no calor adicionado supere com vantagem o decréscimo de trabalho líquido desenvolvido, resultando em um aumento da eficiência térmica nas instalações de potência regenerativas.

Análise do Ciclo. Considere a seguir a análise termodinâmica do ciclo regenerativo ilustrado na Fig. 8.7. Uma etapa inicial importante na análise de qualquer ciclo de potência regenerativo a vapor é o cálculo das

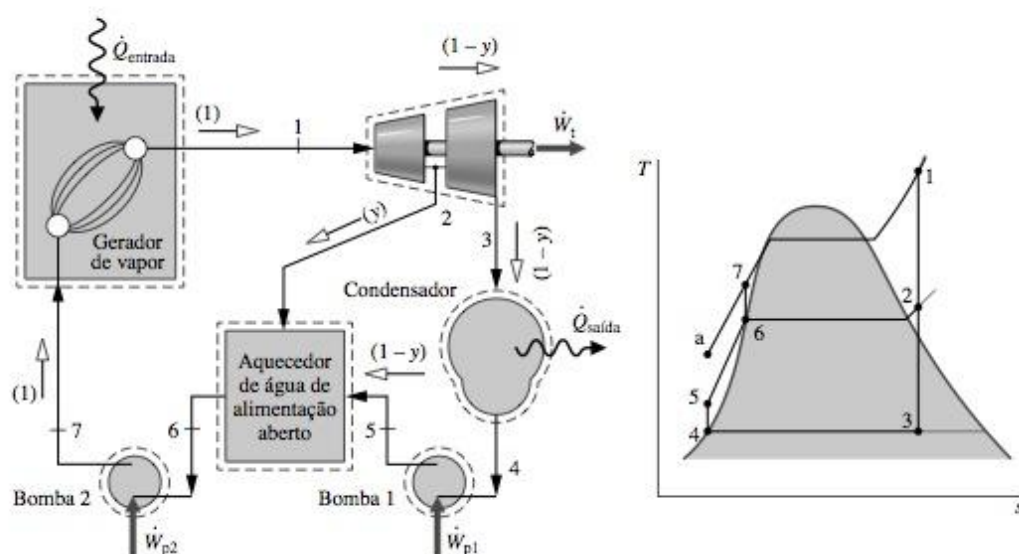



Figura 8.7 Ciclo de potência a vapor regenerativo com um aquecedor de água de alimentação aberto.

vazões mássicas através de cada componente. Tomando um volume de controle único envolvendo os dois estágios de turbina, o balanço da taxa de massa em regime estacionário reduz-se a

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_3 = \dot{m}_1 \tag{8.10a}$$

onde $\dot{m}_1$ é a taxa na qual a massa entra na turbina de primeiro estágio no estado 1, $\dot{m}_2$ é a taxa na qual a massa é extraída e sai no estado 2 e $\dot{m}_3$ é a taxa na qual a massa sai da turbina de segundo estágio no estado 3. Dividindo a Eq. 8.10a por $\dot{m}_1$ resulta uma expressão tendo como base uma *unidade de massa* passando através da turbina de primeiro estágio.

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} + \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = 1 \tag{8.10b}$$

Representando a fração da corrente extraída no estado 2 por y ($y = \dot{m}_2/\dot{m}_1$), a fração do escoamento total através da turbina de segundo estágio é

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = 1 - y \tag{8.11}$$

As frações do escoamento total para diversos locais estão indicadas na Fig. 8.7.

A fração y pode ser determinada aplicando-se os princípios de conservação de massa e de energia em um volume de controle em torno do aquecedor de água de alimentação. Admitindo que não haja transferência de calor entre o aquecedor de água de alimentação e sua vizinhança e ignorando os efeitos das energias cinética e potencial, os balanços das taxas de massa energia reduzem-se, em regime estacionário, a

$$0 = yh_2 + (1 - y)h_5 - h_6$$

Resolvendo para y,

$$y = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_5} \tag{8.12}$$

A Eq. 8.12 permite determinar a fração y quando os estados 2, 5 e 6 forem fixados.

Expressões para as transferências principais de calor e de trabalho do ciclo regenerativo podem ser determinadas aplicando-se os balanços das taxas de massa e de energia em volumes de controle em torno dos componentes individuais. Iniciando com a turbina, o trabalho total é a soma do trabalho desenvolvido por cada estágio de turbina. Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial e admitindo que não haja troca de calor com a vizinhança, podemos expressar o trabalho total da turbina baseado em uma unidade de massa escoando através da turbina de primeiro estágio como

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_1} = (h_1 - h_2) + (1 - y)(h_2 - h_3) \tag{8.13}$$

O trabalho total de bombeamento é a soma do trabalho necessário para operar cada bomba individualmente. Com base em uma unidade de massa escoando através da turbina de primeiro estágio, o trabalho total de bombeamento é

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}_1} = (h_7 - h_6) + (1 - y)(h_5 - h_4) \tag{8.14}$$

A energia adicionada por transferência de calor para o fluido de trabalho que passa através do gerador de vapor, por unidade de massa expandindo-se através da turbina de primeiro estágio, é

$$\frac{\dot{Q}_{\text{entrada}}}{\dot{m}_1} = h_1 - h_7 \tag{8.15}$$

e a energia rejeitada por transferência de calor para a água de arrefecimento é

$$\frac{\dot{Q}_{saída}}{\dot{m}_1} = (1 - y)(h_3 - h_4) \tag{8.16}$$

O exemplo a seguir ilustra a análise de um ciclo regenerativo com um aquecedor de água de alimentação aberto, incluindo a avaliação das propriedades de estados ao longo do ciclo e a determinação das frações do escoamento total em diversos locais.

EXEMPLO 8.4

CICLO REGENERATIVO COM AQUECEDOR DE ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO ABERTO

Considere um ciclo de potência a vapor regenerativo com um aquecedor de água de alimentação aberto. Vapor d'água entra na turbina a 8,0 MPa, 480°C e se expande até 0,7 MPa, onde parte do vapor é extraída e desviada para um aquecedor de água de alimentação aberto operando a 0,7 MPa. O vapor remanescente se expande através da turbina de segundo estágio até a pressão de 0,008 MPa no condensador. Líquido saturado sai do aquecedor de água de alimentação aberto a 0,7 MPa. A eficiência isentrópica de cada estágio de turbina é de 85% e cada bomba opera isentropicamente. Se a potência líquida produzida pelo ciclo é de 100 MW, determine **(a)** a eficiência térmica e **(b)** a vazão mássica de vapor que entra na turbina de primeiro estágio, em kg/h.

Solução:

Dados: Um ciclo de potência a vapor regenerativo opera com vapor como fluido de trabalho. As pressões e as temperaturas de operação são especificadas; a eficiência de cada estágio de turbina e a potência de saída líquida também são fornecidas.
Determinar: A eficiência térmica e a vazão mássica de vapor que entra na turbina, em kg/h.

Esquema e Dados Fornecidos:

❶

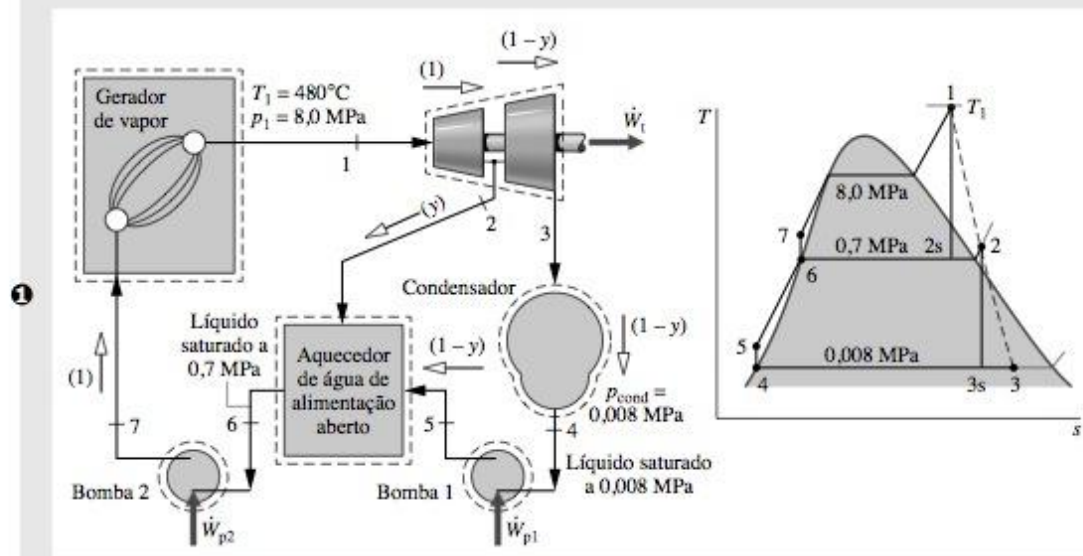



Figura E8.4

Hipóteses:

1. Cada componente do ciclo é analisado como um volume de controle em regime estacionário. Os volumes de controle são mostrados nos esboços através de linhas tracejadas.
2. Todos os processos do fluido de trabalho são internamente reversíveis, exceto para as expansões através dos dois estágios de turbina e da mistura no aquecedor de água de alimentação aberto.
3. As turbinas, as bombas e o aquecedor de água de alimentação operam adiabaticamente.
4. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezados.
5. Líquido saturado sai do aquecedor de água de alimentação aberto e líquido saturado sai do condensador.

Propriedades: A entalpia específica nos estados 1 e 4 pode ser obtida das tabelas de vapor. A entalpia específica no estado 2 foi avaliada no item (d) da solução do Exemplo 8.3. A entropia específica no estado 2 pode ser obtida das tabelas de vapor utilizando-se os valores conhecidos da entalpia e pressão nesse estado. Em resumo, h_1 = 3348,4 kJ/kg, h_2 = 2832,8 kJ/kg, s_2 = 6,8606 kJ/kg · K, h_4 = 173,88 kJ/kg.

A entalpia específica no estado 3 pode ser determinada utilizando-se a eficiência da turbina de segundo estágio

$$h_3 = h_2 - \eta_t(h_2 - h_{3s})$$

Com $s_{3s} = s_2$, o título no estado 3s é $x_{3s} = 0{,}8208$; utilizando isso, temos $h_{3s} = 2146{,}3$ kJ/kg. Então

$$h_3 = 2832{,}8 - 0{,}85(2832{,}8 - 2146{,}3) = 2249{,}3 \text{ kJ/kg}$$

O estado 6 é de líquido saturado a 0,7 MPa. Então, $h_6 = 697{,}22$ kJ/kg.

Como as bombas são admitidas operando sem irreversibilidades, os valores da entalpia específica nos estados 5 e 7 podem ser determinados como

$$\begin{aligned} h_5 &= h_4 + v_4(p_5 - p_4) \\ &= 173{,}88 + (1{,}0084 \times 10^{-3})(\text{m}^3/\text{kg})(0{,}7 - 0{,}008)\text{ MPa} \left|\frac{10^6 \text{ N/m}^2}{1 \text{ MPa}}\right| \left|\frac{1 \text{ kJ}}{10^3 \text{ N} \cdot \text{m}}\right| \\ &= 174{,}6 \text{ kJ/kg} \\ h_7 &= h_6 + v_6(p_7 - p_6) \\ &= 697{,}22 + (1{,}1080 \times 10^{-3})(8{,}0 - 0{,}7)|10^3| \\ &= 705{,}3 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Análise: Aplicando os balanços das taxas de massa e de energia em um volume de controle envolvendo o aquecedor aberto, encontramos a fração y do escoamento extraído no estado 2

$$y = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_5} = \frac{697{,}22 - 174{,}6}{2832{,}8 - 174{,}6} = 0{,}1966$$

(a) Com base em uma unidade de massa escoando através da turbina de primeiro estágio, o trabalho total da turbina é

$$\begin{aligned} \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_1} &= (h_1 - h_2) + (1 - y)(h_2 - h_3) \\ &= (3348{,}4 - 2832{,}8) + (0{,}8034)(2832{,}8 - 2249{,}3) \\ &= 984{,}4 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

O trabalho total de bombeamento por unidade de massa circulante através da turbina de primeiro estágio é

$$\begin{aligned} \frac{\dot{W}_p}{\dot{m}_1} &= (h_7 - h_6) + (1 - y)(h_5 - h_4) \\ &= (705{,}3 - 697{,}22) + (0{,}8034)(174{,}6 - 173{,}88) \\ &= 8{,}7 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

O calor adicionado no gerador de vapor por unidade de massa circulante através da turbina de primeiro estágio é

$$\frac{\dot{Q}_{\text{entrada}}}{\dot{m}_1} = h_1 - h_7 = 3348{,}4 - 705{,}3 = 2643{,}1 \text{ kJ/kg}$$

A eficiência térmica é, então,

$$\eta = \frac{\dot{W}_t/\dot{m}_1 - \dot{W}_p/\dot{m}_1}{\dot{Q}_{\text{entrada}}/\dot{m}_1} = \frac{984{,}4 - 8{,}7}{2643{,}1} = 0{,}369 \ (36{,}9\%) \ \triangleleft$$

(b) A vazão mássica de vapor d'água que entra na turbina, $\dot{m}_1$, pode ser determinada utilizando-se o valor dado para a potência líquida de saída, 100 MW. Uma vez que

$$\dot{W}_{ciclo} = \dot{W}_t - \dot{W}_p$$

e

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_1} = 984{,}4 \text{ kJ/kg} \quad \text{e} \quad \frac{\dot{W}_p}{\dot{m}_1} = 8{,}7 \text{ kJ/kg}$$

Segue que

$$\dot{m}_1 = \frac{(100 \text{ MW})|3600 \text{ s/h}|}{(984{,}4 - 8{,}7) \text{ kJ/kg}} \left| \frac{10^3 \text{ kJ/s}}{1 \text{ MW}} \right| = 3{,}69 \times 10^5 \text{ kg/h} \quad \triangleleft$$

❶ Observe que as frações do escoamento total em diversos locais estão identificadas na figura.

8.4.2 Aquecedores de Água de Alimentação Fechados

aquecedor de água de alimentação fechado

O aquecimento regenerativo de água de alimentação também pode ser efetuado com ***aquecedores de água de alimentação fechados***. Os aquecedores fechados são recuperadores do tipo casca e tubo nos quais a temperatura da água de alimentação aumenta à medida que o vapor extraído condensa no exterior dos tubos que transportam a água de alimentação. Como as duas correntes não se misturam, elas podem estar a diferentes pressões. Os diagramas da Fig. 8.8 mostram dois esquemas diferentes para a remoção do condensado dos aquecedores de água de alimentação fechados. Na Fig. 8.8*a*, isso é obtido através de uma bomba cuja função é bombear o condensado para um ponto de pressão mais elevado no ciclo. Na Fig. 8.8*b*, permite-se que o condensado passe através de um *purgador* para dentro de um aquecedor de água de alimentação operando a uma pressão mais baixa ou para dentro do condensador. Um purgador é um tipo de válvula que permite que apenas o líquido passe para uma região de pressão mais baixa.

Um ciclo de potência regenerativo a vapor, com um aquecedor de água de alimentação fechado, com o condensado purgado no condensador, é mostrado esquematicamente na Fig. 8.9. Para esse ciclo, o fluido de trabalho passa isentropicamente através dos estágios de turbina e de bombas, e não há quedas de pressão associadas ao escoamento do fluido através dos outros componentes. O diagrama T–s mostra os estados principais do ciclo. O escoamento total de vapor se expande através da turbina de primeiro estágio do estado 1 até o estado 2. Nesse ponto, uma fração do escoamento é retirada do aquecedor de água de alimentação fechado, onde condensa. Líquido saturado na pressão de extração sai do aquecedor de água de alimentação no estado 7. O condensado é então purgado para o condensador, onde é misturado com a parte do escoamento total passando através da turbina de segundo estágio. A expansão do estado 7 até o estado 8 através do purgador é irreversível, conforme mostrado por uma linha tracejada no diagrama T–s. O escoa-

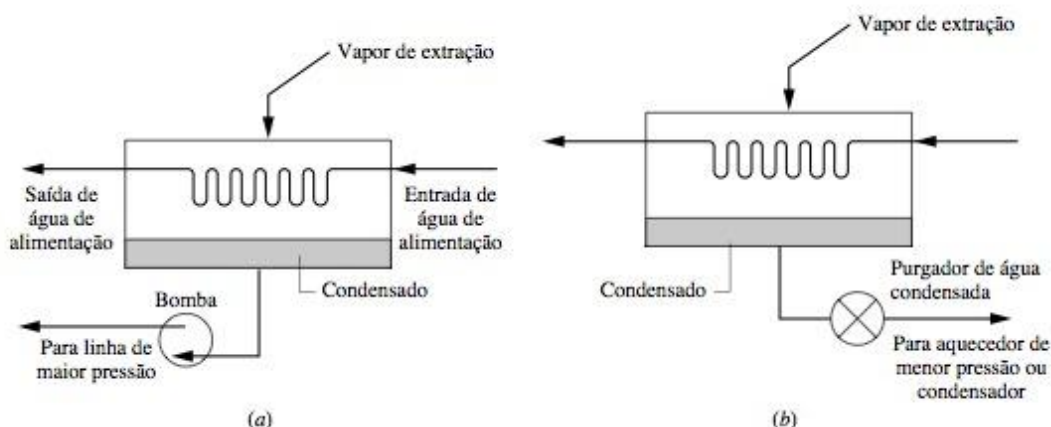



Figura 8.8 Exemplos de aquecedores de água de alimentação fechados.

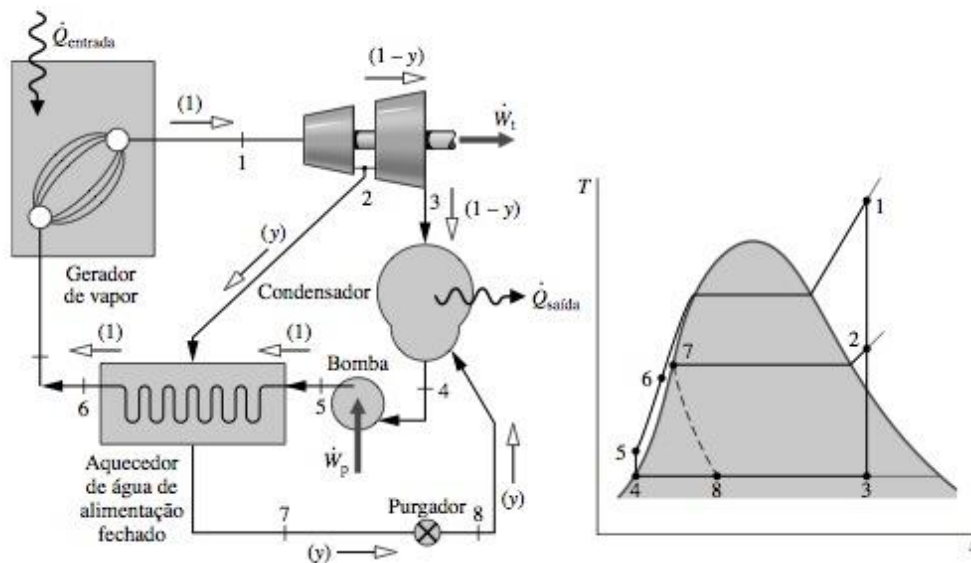



Figura 8.9 Ciclo de potência regenerativo a vapor com um aquecedor de água de alimentação fechado.

mento total saindo do condensador na forma de líquido saturado no estado 4 é bombeado até a pressão do gerador de vapor e entra no aquecedor de água de alimentação no estado 5. A temperatura da água de alimentação é aumentada ao passar pelo aquecedor de água de alimentação. A água de alimentação sai então no estado 6. O ciclo é completado à proporção que o fluido de trabalho é aquecido a pressão constante no gerador de vapor, do estado 6 até o estado 1. Embora o aquecedor fechado mostrado na figura opere sem queda de pressão em ambas as correntes, há uma fonte de irreversibilidade devida às diferenças de temperatura entre as correntes de vapor.

Análise do Ciclo. O diagrama esquemático do ciclo mostrado na Fig. 8.9 indica as frações do escoamento total em vários locais. Isso é freqüentemente útil na análise desses ciclos. A fração extraída do escoamento total, y, pode ser determinada pela aplicação dos princípios de conservação de massa e de conservação de energia em um volume de controle em torno do aquecedor de água de alimentação fechado. Supondo que não há transferência de calor entre o aquecedor de água de alimentação e sua vizinhança e desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, os balanços das taxas de massa e energia se reduzem em regime permanente a

$$0 = y(h_2 - h_7) + (h_5 - h_6)$$

Resolvendo para y,

$$y = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_7} \tag{8.17}$$

O trabalho e as principais transferências de calor são avaliados conforme discutido anteriormente.

Sistemas de Refrigeração a Vapor e Bomba de Calor

Nesta parte do capítulo, consideramos os sistemas de refrigeração a vapor e de bombas de calor. Os sistemas de refrigeração para conservação de alimentos e ar condicionado desempenham um papel proeminente em nosso cotidiano. Bombas de calor também estão sendo utilizadas cada vez mais para aquecimento de prédios e para a produção de calor em processos industriais. Há muitos outros exemplos de uso comercial e industrial de refrigeração, dentre os quais a separação de gases do ar para obter oxigênio e nitrogênio líquidos, a liquefação de gás natural e a produção de gelo. Nesta parte do capítulo descreveremos alguns dos tipos mais comuns de sistemas de refrigeração a vapor e de bombas de calor atualmente em uso e ilustraremos como esses sistemas podem ser modelados termodinamicamente.

8.5 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO A VAPOR

A finalidade de um sistema de refrigeração é manter uma região *fria* com uma temperatura inferior àquela de sua vizinhança. Isso é normalmente alcançado utilizando-se sistemas de refrigeração a vapor, que são o objeto desta seção.

CICLO DE REFRIGERAÇÃO DE CARNOT

Para introduzir alguns aspectos importantes da refrigeração a vapor, iniciaremos considerando um ciclo de refrigeração a vapor de Carnot. Este ciclo é obtido pela inversão do ciclo de potência a vapor de Carnot discutido na Seção 6.5. A Fig. 8.10 mostra o esquema e o respectivo diagrama *T–s* de um ciclo de refrigeração de Carnot operando entre uma região à temperatura T_C e uma outra região a uma temperatura maior, T_H. O ciclo é executado pela circulação contínua de um refrigerante através de uma série de componentes. Todos os processos são internamente reversíveis. Também, como a transferência de calor entre o refrigerante e cada região ocorre sem uma diferença de temperatura, não há irreversibilidades externas. As transferências de energia mostradas no diagrama são positivas nas direções indicadas pelas setas.

Vamos acompanhar o refrigerante conforme ele escoa através de cada componente no ciclo, iniciando na entrada do evaporador. O refrigerante entra no evaporador como uma mistura bifásica líquido–vapor no estado 4. No evaporador, parte do refrigerante muda da fase líquida para a de vapor como resultado da transferência de calor da região à temperatura T_C para o refrigerante. A temperatura e a pressão do refrigerante permanecem constantes durante o processo do estado 4 ao estado 1. O refrigerante é então comprimido adiabaticamente do estado 1, onde ele é uma mistura bifásica líquido–vapor, até o estado 2, em que é vapor saturado. Durante esse processo, a temperatura do refrigerante aumenta de T_C para T_H e a pressão também aumenta. O refrigerante passa do compressor para o condensador, onde muda da fase de vapor saturado para líquido saturado como resultado de uma transferência de calor para a região à temperatura T_H. A temperatura e a pressão permanecem constantes no processo do estado 2 ao estado 3. O refrigerante retorna ao mesmo estado da entrada do evaporador através de uma expansão adiabática na turbina. Nesse processo, do estado 3 ao estado 4, a temperatura decresce de T_H para T_C e há um decréscimo na pressão.

Como o ciclo de refrigeração a vapor de Carnot é constituído de processos internamente reversíveis, as áreas no diagrama *T–s* podem ser interpretadas como trocas de calor. Aplicando a Eq. 7.40, a área 1–a–b–4–1 é o calor adicionado ao refrigerante através da região fria por unidade de massa de refrigerante circulante. A área 2–a–b–3–2 é o calor rejeitado pelo refrigerante para a região quente por unidade de massa circulante. A área fechada 1–2–3–4–1 é o calor *líquido* transferido pelo refrigerante. O calor líquido transferido *do* refrigerante é igual ao trabalho líquido efetuado *sobre* o refrigerante. O trabalho líquido é a diferença entre o trabalho efetuado pelo compressor e o trabalho desenvolvido pela turbina.

O coeficiente de desempenho β de *qualquer* ciclo de refrigeração é a razão entre o efeito de refrigeração e o trabalho líquido necessário para obter esse efeito. Para o ciclo de refrigeração a vapor de Carnot mostrado na Fig. 8.10, o coeficiente de desempenho é

$$\begin{aligned}\beta_{\text{máx}} &= \frac{\dot{Q}_{\text{entrada}}/\dot{m}}{\dot{W}_c/\dot{m} - \dot{W}_t/\dot{m}} \\ &= \frac{\text{área 1–a–b–4–1}}{\text{área 1–2–3–4–1}} = \frac{T_C(s_a - s_b)}{(T_H - T_C)(s_a - s_b)} \\ &= \frac{T_C}{T_H - T_C}\end{aligned} \tag{8.18}$$

Essa equação, que corresponde à Eq. 6.7, representa o coeficiente de desempenho teórico *máximo* de qualquer ciclo de refrigeração operando entre regiões a T_C e T_H.

DESVIOS DO CICLO DE CARNOT

Sistemas de refrigeração a vapor reais desviam-se significativamente do ciclo de Carnot, considerado anteriormente, e têm coeficientes de desempenho inferiores aos que seriam calculados pela Eq. 8.18. Serão consideradas a seguir três formas pelas quais sistemas reais desviam-se do ciclo de Carnot.

- Um dos desvios mais significativos está relacionado às trocas de calor entre o refrigerante e as duas regiões. Em sistemas reais, essas trocas de calor não são reversíveis conforme se supôs aqui. Em particular, para alcançar a taxa de transferência de calor suficiente para manter a temperatura da região fria

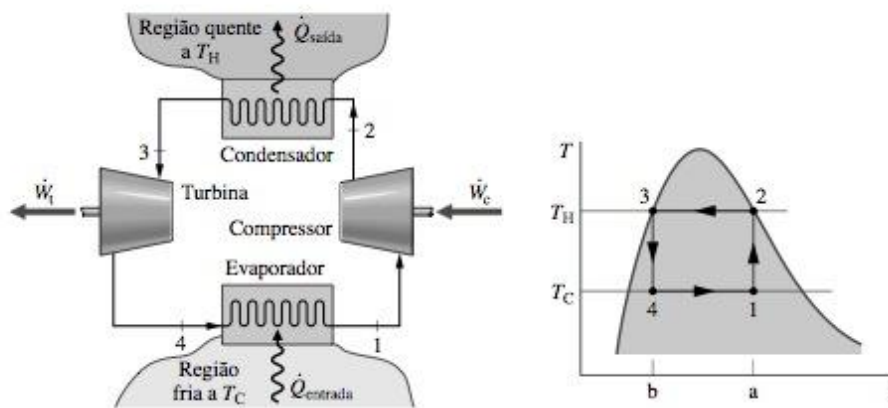



Figura 8.10 Ciclo de Carnot de refrigeração a vapor.

em T_C com um evaporador de tamanho realístico é necessário que a temperatura do refrigerante no evaporador, T'_C esteja vários graus *abaixo* de T_C. Isso é ilustrado pelo posicionamento da temperatura T'_C no diagrama *T–s* da Fig. 8.11. Analogamente, para se obter uma taxa de transferência de calor suficiente do refrigerante para a região quente é necessário que a temperatura do refrigerante no condensador, T'_H esteja vários graus *acima* de T_H. Isso é ilustrado pelo posicionamento da temperatura T'_H no diagrama *T–s* da Fig. 8.11.

A manutenção das temperaturas do refrigerante nos trocadores de calor a T'_C e T'_H em vez de T_C e T_H, respectivamente, ocasiona uma redução no coeficiente de desempenho. Isso pode ser visto expressando-se o coeficiente de desempenho do ciclo de refrigeração designado por 1′–2′–3′–4′–1′– da Fig. 8.11 por

$$\beta' = \frac{\text{área } 1'\text{–a–b–}4'\text{–}1}{\text{área } 1'\text{–}2'\text{–}3'\text{–}4'\text{–}1'} = \frac{T'_C}{T'_H - T'_C} \tag{8.19}$$

Comparando as áreas associadas às expressões de $\beta_{máx}$ e β', já mostradas, concluímos que o valor de β' é inferior ao de $\beta_{máx}$. Essa conclusão sobre o efeito da temperatura do refrigerante no coeficiente de desempenho também se aplica aos sistemas de compressão a vapor considerados na Seção 8.6.

- Mesmo quando as diferenças de temperatura entre o refrigerante e as regiões quente e fria são levadas em consideração, existem outras características que tornam o ciclo de refrigeração a vapor da Fig. 8.11 impraticável como protótipo. Voltando novamente à figura, observe que o processo de compressão do estado 1′ para o estado 2′ ocorre com o refrigerante na condição de mistura bifásica líquido–vapor, o que é comumente denominado *compressão úmida*. A compressão úmida é normalmente evitada porque a presença de gotas do líquido na mistura líquido–vapor escoando pode danificar o compressor. Em sistemas reais, o compressor lida apenas com vapor, o que é conhecido como *compressão seca*.
- Uma outra característica que torna o ciclo da Fig. 8.11 impraticável é o processo de expansão do estado de líquido saturado 3′ para o estado 4′ de mistura bifásica líquido-vapor com baixo título. Essa expansão produz uma quantidade de trabalho relativamente pequena quando comparada ao trabalho de entrada do processo de compressão. O trabalho produzido por uma turbina real seria ainda menor porque as turbinas operando em tais condições possuem normalmente baixa eficiência. Desse modo, o trabalho

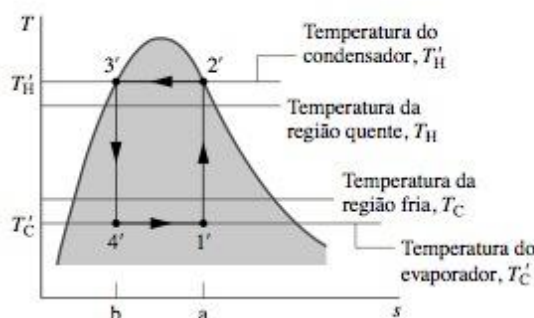



Figura 8.11 Comparação das temperaturas do condensador e do evaporador com as das regiões quente e fria.

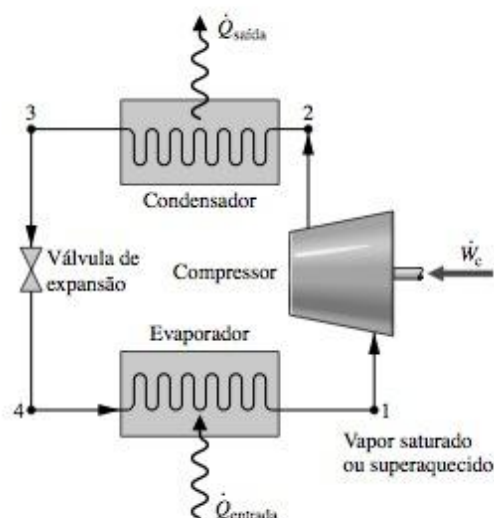



Figura 8.12 Componentes de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.

produzido pela turbina é normalmente sacrificado substituindo-a por uma simples válvula de expansão, com uma conseqüente redução de custos inicial e de manutenção. Os componentes desse ciclo resultante estão ilustrados na Fig. 8.12, onde se admite compressão seca. Esse ciclo, conhecido como *ciclo de refrigeração por compressão de vapor*, é o assunto da máxima seção.

8.6 Analisando Sistemas de Refrigeração por Compressão de Vapor

refrigeração por compressão de vapor

Sistemas de refrigeração por compressão de vapor são os sistemas de refrigeração mais comuns em uso atualmente. O objetivo desta seção é apresentar alguns aspectos importantes de sistemas desse tipo e ilustrar como eles podem ser modelados termodinamicamente.

8.6.1 Avaliando o Trabalho e as Transferências de Calor Principais

Consideremos a operação em regime estacionário do sistema de compressão a vapor ilustrado na Fig. 8.12. Na figura são mostrados o trabalho e as transferências de calor principais, que são positivas nas direções das setas. Nas análises que se seguem são desprezadas as variações de energia potencial e cinética nos componentes. Iniciamos com o evaporador, no qual se obtém o desejado efeito de refrigeração.

- À medida que o refrigerante escoa através do evaporador, a transferência de calor do espaço refrigerado resulta na vaporização do refrigerante. Para um volume de controle que engloba o lado do refrigerante no evaporador, os balanços das taxas de massa e de energia reduzem-se à taxa de transferência de calor por unidade de massa de refrigerante.

$$\frac{\dot{Q}_{entrada}}{\dot{m}} = h_1 - h_4 \tag{8.20}$$

capacidade frigorífica

tonelada de refrigeração

onde $\dot{m}$ é a vazão mássica do refrigerante. A taxa de transferência de calor $\dot{Q}_{entrada}$ é denominada ***capacidade de refrigeração.*** Em unidades do sistema SI, a capacidade é normalmente representada em kW. A capacidade de refrigeração também pode ser representada em Btu/h. Uma outra unidade normalmente utilizada para a capacidade de refrigeração é a ***tonelada de refrigeração,*** que é igual a 200 Btu/min ou cerca de 211 kJ/min.

- O refrigerante que deixa o evaporador é comprimido pelo compressor até uma pressão e uma temperatura relativamente altas. Admitindo que não haja troca de calor com o compressor, os balanços das taxas de massa e de energia para um volume de controle englobando o compressor fornecem

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = h_2 - h_1 \tag{8.21}$$

onde $\dot{W}_c/\dot{m}$ é a taxa de *trabalho* por unidade de massa de refrigerante.

- Em seguida, o refrigerante passa pelo condensador, onde se condensa e ocorre uma transferência de calor do refrigerante para a vizinhança que está mais fria. Para um volume de controle que engloba o lado do refrigerante no condensador, a taxa de transferência de calor por unidade de massa de refrigerante escoando é dada por

$$\frac{\dot{Q}_{\text{saída}}}{\dot{m}} = h_2 - h_3 \tag{8.22}$$

- Finalmente, o refrigerante no estado 3 entra na válvula de expansão e se expande até a pressão do evaporador. Esse processo é normalmente modelado como um processo de *estrangulamento* (Seção 5.3.3) para o qual

$$h_4 = h_3 \tag{8.23}$$

A pressão do refrigerante decresce na expansão adiabática irreversível, e há um correspondente aumento na entropia específica. O refrigerante sai da válvula no estado 4 como uma mistura bifásica líquido–vapor.

No sistema de compressão a vapor, a potência líquida de entrada é igual à potência do compressor, uma vez que a válvula de expansão não envolve entrada ou saída de potência. Utilizando-se as grandezas e expressões introduzidas anteriormente, o coeficiente de desempenho do sistema de refrigeração por compressão de vapor da Fig. 8.12 é

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{\text{entrada}}/\dot{m}}{\dot{W}_c/\dot{m}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \tag{8.24}$$

Uma vez fixados os estados de 1 a 4, as Eqs. 8.20 a 8.24 podem ser utilizadas para avaliar o trabalho e as transferências de calor principais e o coeficiente de desempenho do sistema por compressão de vapor mostrado na Fig. 8.12. Como essas equações foram desenvolvidas por simplificações dos balanços das taxas de massa e de energia, elas se aplicam tanto para o desempenho real, no qual as irreversibilidades estão presentes no evaporador, no compressor e no condensador, quanto para o desempenho idealizado na ausência desses efeitos. Embora as irreversibilidades no evaporador, compressor e condensador possam ter um efeito pronunciado no desempenho global, é instrutivo considerar um ciclo idealizado no qual elas estão supostamente ausentes. Esse ciclo estabelece um limite superior para o desempenho do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, considerado a seguir.

8.6.2 Desempenho de Sistemas de Compressão de Vapor

Se as irreversibilidades no evaporador e no condensador forem ignoradas, não há queda de pressão por atrito e o refrigerante escoa com pressão constante através dos dois trocadores de calor. Se a compressão ocorrer sem irreversibilidades e a transferência de calor perdida para a vizinhança também for ignorada, o processo de compressão será isentrópico. Com essas considerações, o ciclo resultante de refrigeração por compressão de vapor é identificado por 1–2s–3–4–1 no diagrama *T–s* da Fig. 8.13. O ciclo consiste na seguinte série de processos:

Processo 1–2s: Compressão *isentrópica* do refrigerante do estado 1 até a pressão do condensador no estado 2s.

Processo 2s–3: Transferência de calor *do* refrigerante à medida que ele escoa com pressão constante através do condensador. O refrigerante sai como líquido no estado 3.

Processo 3–4: Processo de *estrangulamento* do estado 3 até o de uma mistura bifásica líquido–vapor em 4.

Processo 4–1: Transferência de calor *para* o refrigerante à medida que ele escoa com uma pressão constante através do evaporador para completar o ciclo.

Todos esses processos no ciclo são internamente reversíveis, exceto o processo de estrangulamento. A despeito da inclusão desse processo irreversível, o ciclo é normalmente denominado ***ciclo ideal de compressão de vapor***.

ciclo ideal de compressão de vapor

O exemplo a seguir ilustra a aplicação da primeira e da segunda leis da termodinâmica em conjunto com os valores das propriedades para análise de um ciclo ideal de compressão de vapor.

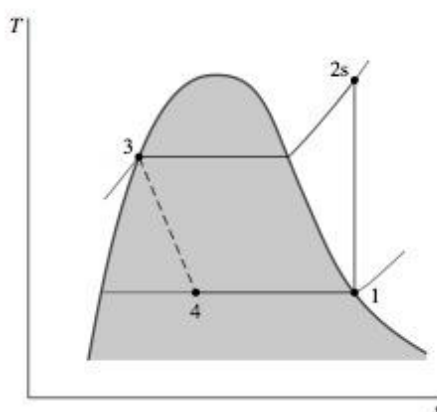



Figura 8.13 Diagrama T–s de um ciclo por compressão de vapor ideal.

Exemplo 8.5

Ciclo de Refrigeração Ideal por Compressão de Vapor

Refrigerante 134a é o fluido de trabalho em um ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor que se comunica termicamente com uma região fria a 0°C e uma região quente a 26°C. Vapor saturado entra no compressor a 0°C e líquido saturado deixa o condensador a 26°C. A vazão mássica do refrigerante é de 0,08 kg/s. Determine **(a)** a potência do compressor, em kW, **(b)** a capacidade de refrigeração, em TR, **(c)** o coeficiente de desempenho e **(d)** o coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração de Carnot operando entre as regiões quente e fria a 26 e 0°C, respectivamente.

Solução

Dados: Um ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor opera com Refrigerante 134a. Os estados do refrigerante na entrada do compressor e na saída do condensador são especificados e é dada a vazão mássica.

Determinar: A potência do compressor, em kW, a capacidade de refrigeração, em TR, o coeficiente de desempenho e o coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração a vapor de Carnot operando entre as regiões fria e quente nas temperaturas especificadas.

Esquema e Dados Fornecidos:

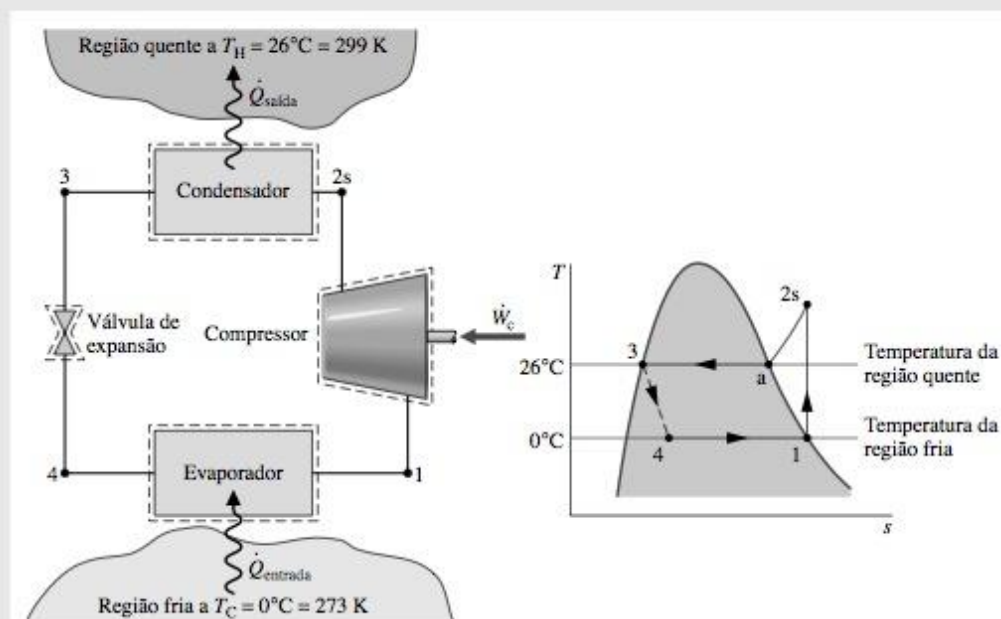



Figura E8.5

Hipóteses:

1. Cada componente do ciclo é analisado como um volume de controle em regime estacionário. Os volumes de controle estão indicados por linhas tracejadas no esboço da Fig. E8.5.

2. Exceto para a expansão através da válvula, que é um processo de estrangulamento, todos os processos do refrigerante são internamente reversíveis.
3. O compressor e a válvula de expansão operam adiabaticamente.
4. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezados.
5. Vapor saturado entra no compressor e líquido saturado sai do condensador.

Propriedades: Iniciemos fixando cada um dos estados principais localizados no esquema do diagrama T–s. Na entrada do compressor, o refrigerante é um vapor saturado a 0°C, logo, da Tabela T-6, $h_1 = 247{,}23$ kJ/kg e $s_1 = 0{,}9190$ kJ/kg · K.

A pressão no estado 2s é a pressão de saturação correspondente a 26°C, ou $p_2 = 6{,}853$ bar. O estado 2s é determinado por p_2 e pelo fato de a entropia específica ser constante para um processo de compressão adiabática internamente reversível. O refrigerante no estado 2s é um vapor superaquecido com $h_{2s} = 264{,}7$ kJ/kg. ❶

O estado 3 é de líquido saturado a 26°C, logo, $h_3 = 85{,}75$ kJ/kg. A expansão através da válvula é um processo de estrangulamento (hipótese 2), logo $h_4 = h_3$.

Análise: **(a)** O trabalho do compressor é

$$\dot{W}_c = \dot{m}(h_{2s} - h_1)$$

onde $\dot{m}$ é a vazão mássica de refrigerante. Inserindo valores,

$$\dot{W}_c = (0{,}08 \text{ kg/s})(264{,}7 - 247{,}23) \text{ kJ/kg} \left|\frac{1 \text{ kW}}{1 \text{ kJ/s}}\right| = 1{,}4 \text{ kW} \lhd$$

(b) A capacidade de refrigeração é a taxa de transferência de calor fornecida ao refrigerante que passa através do evaporador. Isso é dado por

$$\dot{Q}_{\text{entrada}} = \dot{m}(h_1 - h_4) = (0{,}08 \text{ kg/s})|60 \text{ s/min}|(247{,}23 - 85{,}75) \text{ kJ/kg} \left|\frac{1 \text{ TR}}{211 \text{ kJ/min}}\right| = 3{,}67 \text{ TR} \lhd$$

(c) O coeficiente de desempenho β é

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{\text{entrada}}}{\dot{W}_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_{2s} - h_1} = \frac{247{,}23 - 85{,}75}{264{,}7 - 247{,}23} = 9{,}24 \lhd$$

(d) Para um ciclo de refrigeração de Carnot operando a $T_H = 299$ K e $T_C = 273$ K, o coeficiente de desempenho determinado pela Eq. 8.18 é

❷
$$\beta_{\text{máx}} = \frac{T_C}{T_H - T_C} = 10{,}5 \lhd$$

❶ O valor de h_{2s} pode ser obtido por interpolação dupla na Tabela T-8 ou utilizando o software *Interactive Thermodynamics:IT*.

❷ Conforme esperado, o ciclo ideal de compressão de vapor tem um coeficiente de desempenho inferior ao de um ciclo de Carnot operando entre as temperaturas das regiões quente e fria. O valor menor pode ser atribuído aos efeitos das irreversibilidades externas associadas com o decréscimo do superaquecimento na região do condensador (Processo 2s–a no diagrama T–s) e à irreversibilidade interna do processo de estrangulamento.

A Fig. 8.14 ilustra diversas características exibidas por sistemas *reais* de compressão de vapor. Conforme mostrado na figura, as transferências de calor entre o refrigerante e as regiões quente e fria não são realizadas de forma reversível: a temperatura do refrigerante no evaporador é menor do que a temperatura da região fria, T'_C, e a temperatura do refrigerante no condensador é maior do que a temperatura da região

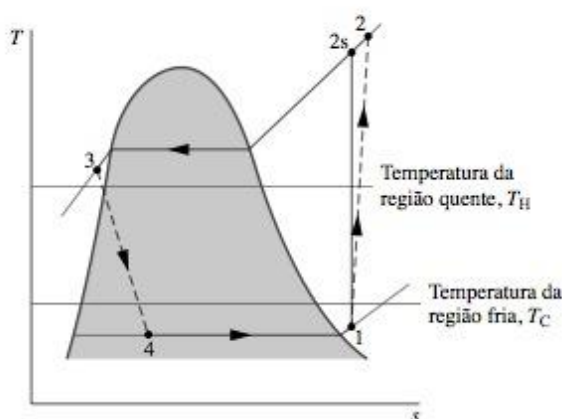



Figura 8.14 Diagrama T–s de um ciclo por compressão de vapor real.

quente, T_H. Essas transferências de calor irreversíveis têm um efeito significativo no desempenho. Em particular, o coeficiente de desempenho diminui à medida que a temperatura média do refrigerante no evaporador decresce e à medida que a temperatura média do refrigerante no condensador aumenta. O Exemplo 8.6 fornece uma ilustração.

EXEMPLO 8.6

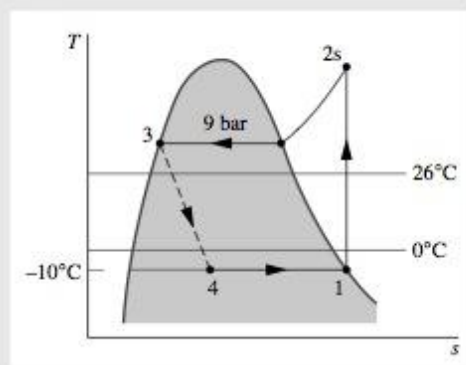
EFEITO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR IRREVERSÍVEL SOBRE O DESEMPENHO

Modifique o Exemplo 8.5 de modo a admitir diferenças de temperatura entre o refrigerante e as regiões fria e quente como se segue. Vapor saturado entra no compressor a -10°C. Líquido saturado sai do condensador na pressão de 9 bar. Determine para o ciclo de refrigeração por compressão de vapor modificado **(a)** a potência do compressor, em kW, **(b)** a capacidade de refrigeração, em TR, **(c)** o coeficiente de desempenho. Compare os resultados com aqueles do Exemplo 8.5.

Solução

Dados: Um ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor opera com Refrigerante 134a como fluido de trabalho. A temperatura do evaporador e a pressão do condensador são especificadas e a vazão mássica é fornecida.

Determinar: A potência do compressor, em kW, a capacidade frigorífica, em TR, e o coeficiente de desempenho. Compare os resultados com aqueles do Exemplo 8.5.

Esquema e Dados Fornecidos:

Hipóteses:

1. Cada componente do ciclo é analisado como um volume de controle em regime estacionário. Os volumes de controle são indicados por linhas tracejadas no esboço do Exemplo 8.5.
2. Exceto para o processo através da válvula de expansão, que é um processo de estrangulamento, todos os processos sofridos pelo refrigerante são internamente reversíveis.
3. O compressor e a válvula de expansão operam adiabaticamente.
4. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezados.
5. Vapor saturado entra no compressor e líquido saturado sai do condensador.

Figura E8.6

Propriedades: Iniciemos fixando cada um dos estados principais localizados no diagrama T–s. Começando pela entrada do compressor, o refrigerante é um vapor saturado a -10°C, logo, da Tabela T-6, $h_1 = 241{,}35$ kJ/kg e $s_1 = 0{,}9253$ kJ/kg · K.

O vapor superaquecido no estado 2s é determinado por $p_2 = 9$ bar e pelo fato de a entropia específica ser constante para um processo de compressão adiabática e internamente reversível. Interpolando na Tabela T-8, obtemos $h_{2s} = 272{,}39$ kJ/kg.

O estado 3 é líquido saturado a 9 bar, logo $h_3 = 99{,}56$ kJ/kg. A expansão através da válvula é um processo de estrangulamento; então, $h_4 = h_3$.

Análise: **(a)** O trabalho do compressor é

$$\dot{W}_c = \dot{m}(h_{2s} - h_1)$$

onde $\dot{m}$ é a vazão mássica do refrigerante. Inserindo valores,

$$\dot{W}_c = (0{,}08 \text{ kg/s})(272{,}39 - 241{,}35) \text{ kJ/kg}\left|\frac{1 \text{ kW}}{1 \text{ kJ/s}}\right|$$
$$= 2{,}48 \text{ kW} \triangleleft$$

(b) A capacidade de refrigeração é

$$\dot{Q}_{\text{entrada}} = \dot{m}(h_1 - h_4)$$
$$= (0{,}08 \text{ kg/s})|60 \text{ s/min}|(241{,}35 - 99{,}56) \text{ kJ/kg}\left|\frac{1 \text{ TR}}{211 \text{ kJ/min}}\right|$$
$$= 3{,}23 \text{ TR} \triangleleft$$

(c) O coeficiente de desempenho β é

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{\text{entrada}}}{\dot{W}_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_{2s} - h_1} = \frac{241{,}35 - 99{,}56}{272{,}39 - 241{,}35} = 4{,}57 \triangleleft$$

Comparando os resultados deste exemplo com aqueles do Exemplo 8.5, vemos que a potência de entrada requerida pelo compressor é maior neste caso. Além disso, a capacidade de refrigeração e o coeficiente de desempenho são menores neste exemplo do que no Exemplo 8.5. Isso ilustra a influência considerável da transferência de calor irreversível entre o refrigerante e as regiões fria e quente no desempenho.

Novamente com base na Fig. 8.14, podemos identificar uma outra característica importante do desempenho de sistemas reais por compressão de vapor. Trata-se do efeito das irreversibilidades durante a compressão, sugerido pelo uso de uma linha tracejada para o processo de compressão a partir do estado 1 até o estado 2. A linha tracejada é desenhada para mostrar o aumento na entropia específica associada a uma compressão *adiabática* irreversível. Comparando o ciclo 1–2–3–4–1 com o ciclo 1–2s–3–4–1, a capacidade de refrigeração é a mesma, mas o trabalho de entrada requerido é maior no caso de compressão irreversível do que no ciclo ideal. Conseqüentemente, o coeficiente de desempenho do ciclo 1–2–3–4–1 é menor do que o do ciclo 1–2s–3–4–1. O efeito da compressão irreversível pode ser computado utilizando a eficiência isentrópica do compressor, que, para os estados designados conforme a Fig. 8.14, é dado por

$$\eta_c = \frac{(\dot{W}_c/\dot{m})_s}{(\dot{W}_c/\dot{m})} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \tag{8.25}$$

Desvios adicionais da idealização são provenientes dos efeitos de atrito que resultam em queda de pressão à medida que o refrigerante escoa através do evaporador, do condensador e das tubulações que conectam os diversos componentes. Para simplificar, essas perdas de pressão não estão mostradas no diagrama T–s da Fig. 8.14 e serão ignoradas nas discussões subseqüentes.

Finalmente, duas características adicionais exibidas por sistemas reais de refrigeração por compressão de vapor são mostradas na Fig. 8.14. Uma é a condição de vapor superaquecido na saída do evaporador (estado 1), que difere da condição de vapor saturado mostrado na Fig. 8.13. Outra é o sub-resfriamento na saída do condensador (estado 3), que difere da condição de líquido saturado mostrado na Fig. 8.13.

O Exemplo 8.7 ilustra os efeitos da compressão irreversível e do sub-resfriamento na saída do condensador sobre o desempenho do sistema de refrigeração por compressão de vapor.

EXEMPLO 8.7

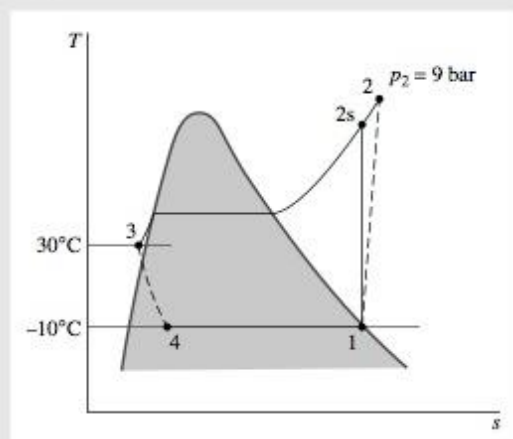
CICLO DE REFRIGERAÇÃO REAL POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Reconsidere o ciclo de refrigeração por compressão de vapor do Exemplo 8.6, mas inclua na análise o fato de o compressor possuir uma eficiência de 80%. Também admita que a temperatura do líquido que sai do condensador seja de 30°C. Determine para o ciclo modificado **(a)** a potência do compressor, em kW, **(b)** a capacidade de refrigeração, em TR, e **(c)** o coeficiente de desempenho.

Solução

Dados: Um ciclo de refrigeração por compressão de vapor tem uma eficiência de 80%.

Determinar: A potência do compressor, em kW, a capacidade de refrigeração, em TR, e o coeficiente de desempenho.

Esquema e Dados Fornecidos:

Hipóteses:

1. Cada componente do ciclo é analisado como um volume de controle em regime estacionário.
2. Não há perdas de pressão através do evaporador e do condensador.
3. O compressor opera adiabaticamente com uma eficiência de 80%. A expansão através da válvula é um processo de estrangulamento.
4. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezados.
5. Vapor saturado entra no compressor e líquido saturado a 30ºC sai do condensador.

Figura E8.7

Propriedades: Iniciamos fixando os estados principais. O estado 1 é o mesmo do Exemplo 8.6, logo h_1 = 241,35 kJ/kg. Devido à presença de irreversibilidades durante o processo de compressão adiabática, há um aumento na entropia específica desde a entrada do compressor até a saída. O estado na saída do compressor, estado 2, pode ser fixado utilizando a eficiência do compressor

$$\eta_c = \frac{(\dot{W}_c/\dot{m})_s}{(\dot{W}_c/\dot{m})} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

onde h_{2s} é a entalpia específica para o estado 2s, conforme indicado no diagrama *T–s*. Da solução do Exemplo 8.6, h_{2s} = 272,39 kJ/kg. Resolvendo para h_2 e inserindo os valores conhecidos,

$$h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_c} + h_1 = \frac{(272{,}39 - 241{,}35)}{(0{,}80)} + 241{,}35 = 280{,}15 \text{ kJ/kg}$$

O estado na saída do condensador, estado 3, está na região de líquido. A entalpia específica é aproximada utilizando-se a Eq. 4.14, junto com os dados de líquido saturado a 30°C, conforme segue: $h_3 \approx h_f$ = 91,49 kJ/kg.

Análise: **(a)** A potência do compressor é

$$\dot{W}_c = \dot{m}(h_2 - h_1)$$
$$= (0{,}08 \text{ kg/s})(280{,}15 - 241{,}35) \text{ kJ/kg} \left| \frac{1 \text{ kW}}{1 \text{ kJ/s}} \right| = 3{,}1 \text{ kW} \triangleleft$$

(b) A capacidade de refrigeração é

$$\dot{Q}_{\text{entrada}} = \dot{m}(h_1 - h_4)$$
$$= (0{,}08 \text{ kg/s})|60 \text{ s/min}|(241{,}35 - 91{,}49) \text{ kJ/kg} \left| \frac{1 \text{ TR}}{211 \text{ kJ/min}} \right|$$
$$= 3{,}41 \text{ TR} \triangleleft$$

(c) O coeficiente de desempenho é

❶
$$\beta = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} = \frac{(241{,}35 - 91{,}49)}{(280{,}15 - 241{,}35)} = 3{,}86 \triangleleft$$

❶ As irreversibilidades no compressor resultam em um acréscimo nos requisitos de potência necessária para acionamento do compressor em comparação com o caso de compressão isentrópica do Exemplo 8.6. Como conseqüência, o coeficiente de desempenho é menor.

8.7 Sistemas de Bomba de Calor por Compressão de Vapor

O objetivo de uma bomba de calor é manter a temperatura dentro de uma residência ou de outra edificação acima da temperatura da vizinhança ou fornecer calor para certos processos industriais que acontecem a temperaturas elevadas. Os sistemas de bomba de calor por compressão de vapor possuem diversas características em comum com os sistemas de refrigeração considerados até agora.

Em particular, o método de análise de bombas de calor por compressão de vapor é o mesmo daquele dos ciclos de refrigeração por compressão de vapor considerados anteriormente. Também se aplica a discussão anterior sobre o desvio de sistemas reais em relação às condições ideais, tanto às bombas de calor por compressão de vapor quanto aos ciclos de refrigeração por compressão de vapor.

bomba de calor por compressão de vapor

Conforme ilustrado na Fig. 8.15, uma ***bomba de calor por compressão de vapor*** típica para aquecimento de ambientes tem os mesmos componentes básicos do sistema de refrigeração por compressão de vapor: compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador. Entretanto, o objetivo do sistema é diferente. No sistema de bomba de calor, $\dot{Q}_{\text{entrada}}$ é proveniente da vizinhança e $\dot{Q}_{\text{saída}}$ é direcionado para o prédio como efeito desejado. Um trabalho líquido é necessário para se obter esse efeito.

O coeficiente de desempenho de uma bomba de calor simples por compressão de vapor de acordo com os estados designados na Fig. 8.15 é

$$\gamma = \frac{\dot{Q}_{\text{saída}}/\dot{m}}{\dot{W}_c/\dot{m}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \tag{8.26}$$

O valor de γ nunca pode ser menor do que a unidade.

Muitas fontes possíveis estão disponíveis para a transferência de calor para o refrigerante que passa através do evaporador: o ar exterior, o solo e a água de lagos, rios ou poços. Um líquido armazenado em um tanque isolado e que antes tenho passado por um coletor solar também pode ser utilizado como fonte para uma bomba de calor. Bombas de calor industriais empregam calor rejeitado ou correntes quentes de líquidos ou de gases como fonte de baixa temperatura e são capazes de atingir temperaturas relativamente elevadas no condensador.

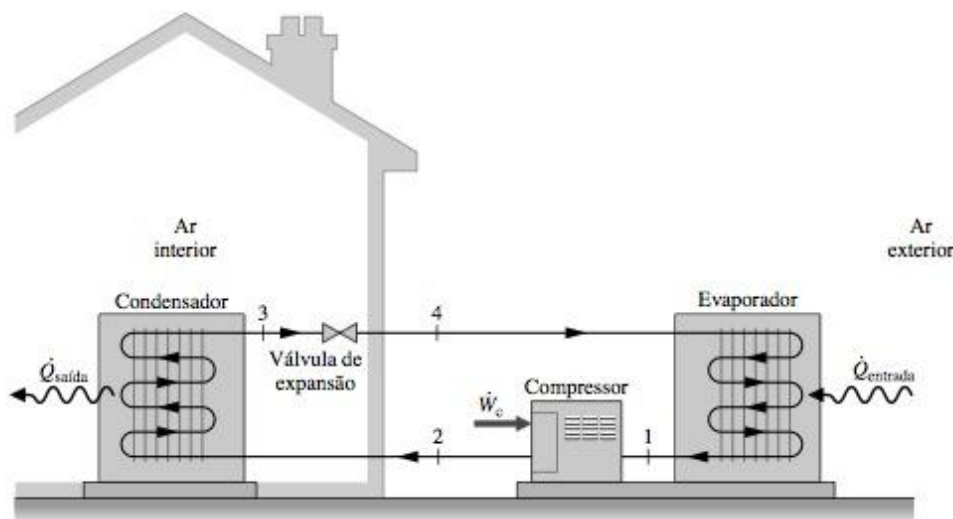



Figura 8.15 Sistema de bomba de calor por compressão de vapor com fonte de ar.

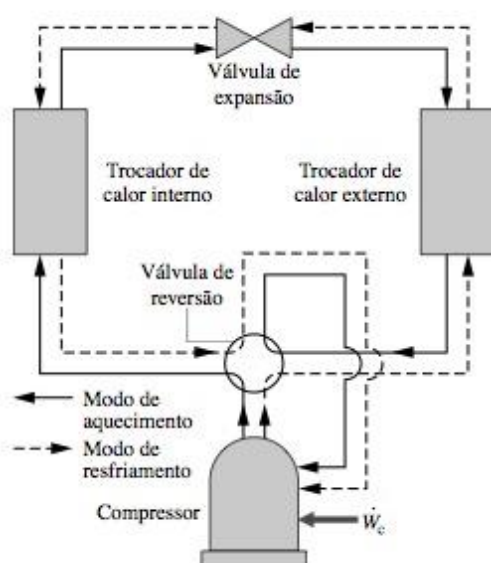



Figura 8.16 Exemplo de uma bomba de calor ar-ar com reversão.

bomba de calor com fonte de ar

Nos tipos mais comuns de bomba de calor por compressão de vapor para aquecimento de ambientes, o evaporador se comunica termicamente com o ar exterior. Essas ***bombas de calor que têm o ar como fonte*** também podem ser utilizadas para promover resfriamento no verão com o uso de uma válvula de reversão, conforme ilustrado na Fig. 8.16. As linhas contínuas mostram a trajetória do escoamento do refrigerante no modo de aquecimento, como descrito anteriormente. Para utilizar os mesmos componentes como um condicionador de ar, a válvula é manobrada e o refrigerante segue a trajetória indicada pela linha tracejada. No modo de resfriamento, o trocador de calor externo torna-se o condensador e o trocador de calor interno torna-se o evaporador. Embora as bombas de calor possam custar um pouco mais para instalar e operar do que outros sistemas de aquecimento direto, elas podem ser competitivas quando o potencial para o uso duplo for considerado.

8.8 Fluidos de Trabalho para Sistemas de Potência e de Refrigeração a Vapor

A água é utilizada como fluido de trabalho na grande maioria dos sistemas de potência a vapor por ser abundante, ter baixo custo, ser não-tóxica, ser quimicamente estável e ser relativamente não corrosiva. Sistemas de potência a vapor para usos especiais podem empregar outros fluidos de trabalho que tenham melhores características do que a água para as aplicações particulares. Por exemplo, sistemas de potência a vapor para uso nas regiões árticas devem utilizar propano, que a 1 atm condensa aproximadamente a −40°C. Até hoje não foi descoberto nenhum outro tipo de fluido de trabalho mais satisfatório do que a água para instalações de grande porte de geração de energia elétrica.

Para aplicações de bomba de calor e de refrigeração a vapor, as classes de **CFCs** (cloro-flúor-carbono), com conteúdo de cloro, como o Refrigerante 12 (CCL_2F_2), conhecido comumente como *Freon*, eram ditas, até o início dos anos 1990, apropriadas como fluidos de trabalho. Entretanto, devido aos efeitos relativos dos refrigerantes com conteúdo de cloro na camada protetora de ozônio da Terra, acordos internacionais estão sendo implementados para a não-utilização dos **CFCs**. Uma classe de refrigerantes na qual os átomos de hidrogênio substituem os átomos de cloro, chamados **HFCs,** não contém cloro e é considerada um substituto ambientalmente apropriado para os **CFCs**. O Refrigerante **HFC** 134a (**CF_3CH_2F**) descrito neste livro substitui o Refrigerante 12 em muitas aplicações de bomba de calor e refrigeração.

8.9 Resumo do Capítulo e Guia de Estudo

Neste capítulo estudamos sistemas de potência a vapor, refrigeração a vapor e sistemas de bombas de calor. Consideramos arranjos práticos para tais sistemas, ilustramos como modelá-los, e discutimos as principais irreversibilidades e perdas associadas a sua operação.

Os principais componentes de instalações de potência a vapor *simples* foram modeladas com o ciclo de Rankine. Também introduzimos modificações em ciclos de potência a vapor simples para ajudar a aumentar o desempenho global. Essas modificações incluem superaquecimento, reaquecimento e regeneração. Avaliamos o trabalho e as transferências de calor principais juntamente com a eficiência térmica. Além disso consideramos os efeitos das irreversibilidades no desempenho. A irreversibilidade principal interna está associada com turbinas de expansão e foi levada em conta para a utilização do desempenho isentrópico da turbina.

O desempenho de sistemas de refrigeração por compressão de vapor simples e de bombas de calor foi descrito em termos do ciclo por compressão de vapor. Para esse ciclo, avaliamos o trabalho e as transferências de calor principais juntamente com dois importantes parâmetros de desempenho: o coeficiente de desempenho e a capacidade frigorífica. Foram considerados os efeitos de irreversibilidades durante o processo de compressão e na expansão pela válvula, bem como os efeitos da transferência de calor irreversível entre o refrigerante e as regiões quente e fria no desempenho do sistema.

A seguinte lista de verificação fornece um guia de estudo para este capítulo. Quando o estudo do texto e os exercícios do final do capítulo estiverem completados, você deve ser capaz de:

- descrever os significados dos termos listados na margem ao longo do capítulo e entender cada um dos conceitos relacionados. Os subconjuntos dos termos-chave listados aqui na margem é particularmente importante;
- esboçar diagramas esquemáticos e os correspondentes diagramas *T–s* de Rankine, reaquecimento e de ciclos regenerativos de potência a vapor;
- aplicar o princípio da conservação de massa e de energia, a segunda lei juntamente com dados de propriedades para determinar o desempenho de ciclos de potência, incluindo eficiência térmica, potência líquida de saída e vazões mássicas;
- discutir os efeitos da variação da pressão no gerador de vapor, da pressão no condensador e da temperatura de entrada da turbina sobre o desempenho do ciclo de Rankine;
- esboçar os diagramas *T–s* de ciclos de refrigeração por compressão de vapor e de bombas de calor, mostrando corretamente a relação entre a temperatura do refrigerante e as temperaturas das regiões quente e fria;
- aplicar o princípio da conservação de massa e de energia, a segunda lei e os dados de propriedades para determinar o desempenho de ciclos de refrigeração por compressão de vapor e de bombas de calor, incluindo a avaliação da potência necessária, o coeficiente de desempenho e a capacidade.

ciclo de Rankine
eficiência térmica
razão de trabalho reversa
superaquecimento
reaquecimento
regeneração
ciclo de refrigeração por compressão de vapor
coeficiente de desempenho
capacidade frigorífica
tonelada de refrigeração
bomba de calor por compressão de vapor

PROBLEMAS

Ciclo de Rankine

8.1 Em um ciclo de Rankine ideal utiliza-se água como fluido de trabalho. A pressão no condensador é de 8 kPa e vapor saturado entra na turbina a **(a)** 18 MPa e **(b)** 4 MPa. A potência líquida de saída do ciclo é de 100 MW. Determine para cada caso a vazão mássica de vapor, em kg/h, as taxas de transferência de calor para o fluido de trabalho que passa através da caldeira e do condensador, em kW, e a eficiência térmica.

8.2 Em um ciclo de Rankine ideal utiliza-se água como fluido de trabalho. Vapor superaquecido entra na turbina a 8 MPa, 480°C. A pressão no condensador é de 8 kPa. A potência líquida de saída do ciclo é de 100 MW. Determine:

(a) a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho que passa através do gerador de vapor, em kW.
(b) a eficiência térmica.
(c) a vazão mássica de água de arrefecimento do condensador, em kg/h, se a água de arrefecimento entra no condensador a 15°C e sai a 35°C sem variação de pressão apreciável.

8.3 (CD-ROM)

8.4 (CD-ROM)

8.5 Em um ciclo de Rankine ideal usa-se água como fluido de trabalho. Vapor superaquecido entra na turbina a 18 MPa. A pressão no condensador é 6 kPa. Determine:

(a) o trabalho líquido por unidade de massa de vapor, em kJ/kg.
(b) a transferência de calor para o vapor que passa através da caldeira, em kJ/kg de vapor escoando.
(c) a eficiência térmica.
(d) a transferência de calor para a água de arrefecimento que passa através do condensador, em kJ por kg de vapor condensado.

8.6 (CD-ROM)

8.7 Em um ciclo de Rankine ideal usa-se água como fluido de trabalho. A pressão e a temperatura na entrada da turbina são, respectivamente, 1200 lbf/in^2 e 1.000°F, e a pressão no condensador é de 1 lbf/in^2. A vazão mássica de vapor entrando na turbina é de $1{,}4 \times 10^6$ lb/h. A água de arrefecimento sofre

uma elevação de temperatura de 60 para 80°F, sem perda de pressão apreciável, conforme ela escoa através do condensador. Determine:

(a) a potência líquida desenvolvida em Btu/h.

(b) a eficiência térmica.

(c) a vazão mássica de água de arrefecimento, em lb/h.

8.8 (CD-ROM)

8.9 (CD-ROM)

8.10 Refrigerante 134a é o fluido de trabalho em uma instalação solar operando em ciclo de Rankine ideal. Vapor saturado a 60°C entra na turbina e o condensador opera a uma pressão de 6 bar. A taxa de entrada de energia proveniente da radiação solar é 0,4 kW por m^2 de área de superfície coletora. Determine a área do coletor solar, em m^2, por kW de potência desenvolvida pela instalação.

8.11 Reconsidere a análise do Problema 8.2, mas inclua na análise que a turbina e a bomba possuem eficiências isentrópicas de 85 e 70%, respectivamente. Determine para o ciclo modificado:

(a) a eficiência térmica.

(b) a vazão mássica do vapor, em kg/h, para uma potência líquida de saída de 100 MW.

(c) a vazão mássica da água de arrefecimento do condensador, em kg/h, se a água de arrefecimento entra no condensador a 15°C e sai a 35°C sem variação de pressão apreciável.

8.12 (CD-ROM)

8.13 Reconsidere o Problema 8.7, mas inclua na sua análise que a turbina e a bomba possuem eficiências isentrópicas de 88%. A vazão mássica permanece inalterada. Determine para o ciclo modificado:

(a) a potência líquida desenvolvida, em Btu/h.

(b) a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho escoando através do gerador de vapor, em Btu/h.

(c) a eficiência térmica.

(d) a vazão volumétrica da água de arrefecimento do condensador em ft^3/min.

8.14 (CD-ROM)

8.15 (CD-ROM)

8.16 Vapor superaquecido a 8 MPa e 480°C sai do gerador de vapor de uma instalação de potência a vapor. A transferência de calor e os efeitos de atrito na linha que conecta o gerador de vapor com a turbina reduzem a pressão e a temperatura na entrada da turbina para 7,6 MPa e 440°C, respectivamente. A pressão na saída da turbina é de 10 kPa e a turbina opera adiabaticamente. Líquido sai do condensador a 8 kPa, 36°C. A pressão é elevada para 8,6 MPa através da bomba. As eficiências isentrópicas da turbina e da bomba são de 88%. A vazão mássica de vapor é 79,53 kg/s. Determine:

(a) a potência líquida de saída, em kW.

(b) a eficiência térmica.

(c) a taxa de transferência de calor da linha que conecta o gerador de vapor à turbina, em kW.

(d) a vazão mássica da água de arrefecimento do condensador, em kg/s, se a água de arrefecimento entra a 15°C e sai a 35°C sem perda de pressão apreciável.

8.17 Modifique o Problema 8.7, como se segue: vapor deixa o gerador de vapor a 1200 lbf/in^2, 1000°F, mas devido à transferência de calor e aos efeitos do atrito na linha que conecta o gerador de vapor e a turbina, a pressão e a temperatura na entrada da turbina são reduzidas para 1100 lbf/in^2 e 900°F, respectivamente. Também o condensado deixa o condensador a 0,8 lbf/in^2, 90°F e é bombeado até 1250 lbf/in^2 antes de entrar no gerador de vapor. Determine para o ciclo:

(a) a potência líquida desenvolvida, em Btu/h.

(b) a eficiência térmica.

(c) a taxa de calor, em Btu/kW · h.

(d) a vazão mássica da água de arrefecimento, em lb/h.

8.18 Vapor superaquecido a 18 MPa, 560°C, entra na turbina de uma instalação de potência a vapor. A pressão na saída da turbina é 0,06 bar e líquido deixa o condensador a 0,045 bar, 26°C. A pressão é elevada até 18,2 MPa através da bomba. A turbina e a bomba possuem eficiências isentrópicas de 82 e 77%, respectivamente. Para o ciclo, determine:

(a) o trabalho líquido por unidade de massa de vapor escoando, em kJ/kg.

(b) a transferência de calor para o vapor que passa através da caldeira, em kJ por kg de vapor escoando.

(c) a eficiência térmica.

(d) a transferência de calor para a água de arrefecimento que passa através do condensador, em kJ por kg de vapor condensado.

Ciclo com Reaquecimento

8.19 Vapor a 10 MPa, 600°C entra em uma turbina de primeiro estágio de um ciclo de Rankine ideal com reaquecimento. O vapor sai da seção de reaquecimento do gerador de vapor a 500°C e a pressão do condensador é 6 kPa. Se o título na saída da turbina de segundo estágio é de 90%, determine a eficiência térmica do ciclo.

8.20 O ciclo de Rankine ideal do Problema 8.7 é modificado para incluir reaquecimento. No ciclo modificado, o vapor se expande através da turbina de primeiro estágio até a condição de vapor saturado e então é reaquecido até 900°F. Se a vazão mássica de vapor no ciclo modificado é a mesma do Problema 8.7, determine:

(a) a potência líquida desenvolvida, em Btu/h.

(b) a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho no processo de reaquecimento, em Btu/h.

(c) a eficiência térmica.

8.21 O ciclo de Rankine ideal do Problema 8.2 é modificado para incluir reaquecimento. No ciclo modificado, o vapor se expande através da turbina de primeiro estágio para 0,7 MPa e é então reaquecido até 480°C. Se a potência líquida de saída do ciclo modificado é de 100 MW, determine:

(a) a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho escoando através do gerador de vapor em MW.

(b) a eficiência térmica.

(c) a taxa de transferência de calor para a água de arrefecimento escoando através do condensador, em MW.

8.22 (CD-ROM)

8.23 (CD-ROM)

8.24 (CD-ROM)

CICLO REGENERATIVO

8.25 Modifique o ciclo de Rankine ideal do Problema 8.2 para incluir um aquecedor de água de alimentação aberto operando a 0,7 MPa. Líquido saturado sai do aquecedor de água de alimentação a 0,7 MPa. Responda às mesmas questões formuladas no Problema 8.2 para o ciclo modificado em pauta e discuta os resultados.

8.26 Uma instalação de potência opera em um ciclo regenerativo de potência a vapor com um aquecedor de água de alimentação aberto. Vapor entra na turbina de primeiro estágio a 12 MPa, 520°C e se expande até 1 MPa, onde parte do vapor é extraído e desviado para um aquecedor de água de alimentação aberto operando a 1 MPa. O restante do vapor se expande através da turbina de segundo estágio até a pressão do condensador de 6 kPa. Líquido saturado sai do aquecedor de água de alimentação aberto a 1 MPa. Para os processos isentrópicos nas turbinas e bombas, determine para o ciclo:

(a) a eficiência térmica.

(b) a vazão mássica da turbina de primeiro estágio, em kg/h, para uma potência líquida de saída de 330 MW.

8.27 Compare os resultados do Problema 8.26 com aqueles de um ciclo de Rankine ideal com as mesmas condições na entrada da turbina e com a mesma pressão no condensador, mas sem regenerador.

8.28 Modifique o ciclo de Rankine ideal do Problema 8.27 para incluir um aquecedor de água de alimentação aberto operando a 100 lbf/in^2. Líquido saturado sai do aquecedor de água de alimentação aberto a 100 lbf/in^2. A vazão mássica de vapor da turbina de primeiro estágio é a mesma do Problema 8.7. Responda às mesmas questões sobre o ciclo modificado a partir do Problema 8.7 e discuta os resultados.

8.29 Reconsidere o ciclo ideal do Problema 8.28, mas inclua na análise que a eficiência isentrópica de cada estágio de turbina é de 88% e de cada bomba 80%.

8.30 Modifique o ciclo de Rankine ideal do Problema 8.5 para incluir vapor superaquecido entrando na turbina de primeiro estágio a 18 MPa, 560°C e um aquecedor de água de alimentação aberto operando a 1 MPa. Líquido saturado sai do aquecedor de água de alimentação aberto a 1 MPa. Determine para o ciclo modificado:

(a) o trabalho líquido, em kJ por kg de vapor entrando na turbina de primeiro estágio.

(b) a eficiência térmica.

(c) a transferência de calor para a água de arrefecimento que passa através do condensador, em kJ por kg de vapor entrando na turbina de primeiro estágio.

8.31 Reconsidere o ciclo do Problema 8.30, mas inclua na análise que cada estágio da turbina e da bomba tem uma eficiência isentrópica de 85%.

8.32 (CD-ROM)

8.33 (CD-ROM)

8.34 (CD-ROM)

8.35 (CD-ROM)

8.36 (CD-ROM)

SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO A VAPOR

8.37 Um ciclo Carnot de refrigeração a vapor utiliza Refrigerante 134a como fluido de trabalho. O refrigerante entra no condensador como vapor saturado a 28°C e sai como líquido saturado. O evaporador opera a uma temperatura de −10°C. Determine o trabalho líquido em kJ por kg de fluxo de refrigerante:

(a) o trabalho efetuado pelo compressor.

(b) o trabalho desenvolvido pela turbina.

(c) a transferência de calor para o refrigerante escoando através do evaporador.

Qual é o coeficiente de desempenho do ciclo?

8.38 Um ciclo Carnot de refrigeração a vapor é utilizado para manter uma região fria a 0°F quando a temperatura ambiente for de 70°F. Refrigerante 134a entra no condensador como vapor saturado a 100 lbf/in^2 e sai como líquido saturado na mesma pressão. A pressão do evaporador é de 20 lbf/in^2. A vazão mássica do refrigerante é de 12 lb/min. Calcule:

(a) a potência do compressor e da turbina, em Btu/min.

(b) o coeficiente de desempenho.

8.39 Um ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor opera em regime estacionário com Refrigerante 134a como fluido de trabalho. Vapor saturado entra no compressor a −10°C e sai como líquido saturado do condensador a 28°C. A vazão mássica de refrigerante é de 5 kg/min. Determine:

(a) a potência do compressor em kW.

(b) a capacidade frigorífica em TR.

(c) o coeficiente de desempenho.

8.40 Modifique o ciclo do Problema 8.39 para que tenhamos vapor saturado entrando no compressor a 1,6 bar e líquido saturado saindo do condensador a 9 bar. Responda às mesmas questões formuladas para o ciclo modificado do Problema 8.39.

8.41 (CD-ROM)

8.42 Um ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal opera em regime estacionário com Refrigerante 134a como fluido de trabalho. Vapor superaquecido entra no compressor a 30 lbf/in^2, 20°F e sai do condensador como líquido saturado a 140 lbf/in^2. A capacidade frigorífica é de 5 TR. Determine:

(a) a potência do compressor, em hp.

(b) a taxa de transferência de calor do fluido de trabalho escoando através do condensador, em Btu/min.

(c) o coeficiente de desempenho.

8.43 Refrigerante 134a entra no compressor de um sistema de refrigeração por compressão de vapor ideal como vapor saturado a −16°C com uma vazão volumétrica de 1 m^3/min. O refrigerante sai do condensador a 36°C, 10 bar. Determine:

(a) a potência do compressor em kW.

(b) a capacidade frigorífica em TR.

(c) o coeficiente de desempenho.

8.44 (CD-ROM)

8.45 (CD-ROM)

8.46 (CD-ROM)

8.47 (CD-ROM)

8.48 Modifique o ciclo do Problema 8.40 para que possua uma eficiência isentrópica no compressor de 80% e forneça uma temperatura de saída do líquido do condensador de 32°C. Determine, para o ciclo modificado:

(a) a potência do compressor em kW.
(b) a capacidade frigorífica em TR.
(c) o coeficiente de desempenho.

8.49 Modifique o ciclo do Problema 8.42 para que possua uma eficiência isentrópica no compressor de 85% e forneça a temperatura de saída do líquido do condensador de 95°F. Determine, para o ciclo modificado:

(a) a potência do compressor, em hp.
(b) a taxa de transferência de calor do fluido de trabalho escoando através do condensador, em Btu/min.
(c) o coeficiente de desempenho.

8.50 Em um sistema de refrigeração por compressão de vapor circula Refrigerante 134a com uma vazão mássica de 6 kg/min. O refrigerante entra no compressor a -10°C, 1,4 bar e sai a 7 bar. A eficiência isentrópica do compressor é de 67%. Não há queda de pressão apreciável para o refrigerante escoando através do condensador e do evaporador. O refrigerante sai do condensador a 7 bar, 24°C. Ignorando a transferência de calor entre o compressor e sua vizinhança, determine:

(a) o coeficiente de desempenho.
(b) a capacidade frigorífica em TR.

8.51 (CD-ROM)

8.52 (CD-ROM)

8.53 (CD-ROM)

8.54 (CD-ROM)

Sistemas de Bomba de Calor por Compressão de Vapor

8.55 Um ciclo ideal de uma bomba de calor por compressão de vapor com Refrigerante 134a como fluido de trabalho fornece calor a uma taxa de 15 kW para manter o interior da habitação em 20°C quando a temperatura externa é de 5°C. Vapor saturado a 2,4 bar sai do evaporador e líquido saturado a 8 bar sai do condensador. Calcule:

(a) a potência do compressor, em kW.
(b) o coeficiente de desempenho.
(c) o coeficiente de desempenho de um ciclo de Carnot de bomba de calor operando entre dois reservatórios térmicos a 20 e 5°C.

8.56 Um sistema de bomba de calor por compressão de vapor utiliza Refrigerante 134a como fluido de trabalho. O refrigerante entra no compressor a 2,4 bar, 0°C, com uma vazão volumétrica de 0,6 m^3/min. A compressão é adiabática até 9 bar, 60°C e líquido saturado sai do condensador a 9 bar. Determine:

(a) a potência de entrada do compressor, em kW.
(b) a capacidade de aquecimento do sistema, em kW e TR.
(c) o coeficiente de desempenho.
(d) a eficácia isentrópica do compressor.

8.57 (CD-ROM)

8.58 Refrigerante 134a entra no compressor de uma bomba de calor a compressão de vapor a 30 lbf/in^2, 20°F e é comprimido adiabaticamente até 200 lbf/in^2, 160°F. Líquido entra na válvula de expansão a 200 lbf/in^2, 120°F. Na saída da válvula, a pressão é de 30 lbf/in^2. Determine:

(a) e eficiência isentrópica do compressor.
(b) o coeficiente de desempenho.

8.59 (CD-ROM)

8.60 (CD-ROM)

Sistemas de Potência a Gás

Introdução…

Os sistemas de potência a vapor estudados no Cap. 8 utilizam fluidos de trabalho que são alternadamente vaporizados e condensados. O ***objetivo*** do presente capítulo é estudar os sistemas de potência que utilizam fluidos de trabalho que são sempre um gás. Estão incluídos nesse grupo as turbinas a gás e os motores de combustão interna dos tipos ignição por centelha e ignição por compressão. Na primeira parte deste capítulo, os motores de combustão interna serão considerados. Instalações de potência movidas a turbina a gás serão discutidas na segunda parte do capítulo.

objetivo do capítulo

Motores de Combustão Interna

Esta parte do capítulo lida com os motores de combustão *interna*. Embora a maioria das turbinas a gás sejam também motores de combustão interna, o nome é normalmente empregado para motores *alternativos* de combustão interna do tipo comumente utilizado em automóveis, caminhões e ônibus. Esses motores também diferem daqueles de instalações de potência considerados anteriormente, porque o processo ocorre no interior de um arranjo cilindro-pistão alternativo e não em uma série de componentes diferentes interconectados.

Os dois tipos principais de motores de combustão interna alternativos são o motor de ***ignição por centelha*** e o motor de ***ignição por compressão***. Em um motor de ignição por centelha, a ignição de uma mistura de combustível e ar é efetuada através de um eletrodo (vela). Em um motor a ignição por compressão, o ar é comprimido a uma pressão e a uma temperatura altas o suficiente para que a combustão ocorra espontaneamente quando o combustível for injetado. Os motores de ignição por centelha possuem vantagens para aplicações que requeiram potência até 225 kW (300 hp). Como eles são relativamente leves e de baixo custo, os motores de ignição por centelha são particularmente apropriados para o uso em automóveis. Os motores a ignição por compressão são normalmente preferidos para aplicações nas quais a economia de combustível e as potências relativamente elevadas são necessárias (caminhões e ônibus pesados, locomotivas e navios, unidades motoras auxiliares). Na faixa intermediária, os motores de ignição por centelha e de ignição por compressão também são utilizados.

ignição por centelha
ignição por compressão

9.1 Terminologia dos Motores

A Fig. 9.1 é um esboço de um motor alternativo de combustão interna, constituído de um pistão que se move no interior de um cilindro com duas válvulas. O esboço é assinalado com alguns termos específicos. O *calibre* do cilindro é o seu diâmetro. O *curso* é a distância que o pistão percorre em uma direção. Diz-se que o pistão está no *ponto morto superior* quando ele é movido para uma posição onde o volume do cilindro é mínimo. Esse volume mínimo é conhecido como *volume da câmara de combustão*. Quando o pistão é movido para a posição de volume máximo do cilindro, o pistão encontra-se no *ponto morto inferior*. O volume criado conforme o pistão se move do ponto morto superior para o ponto morto inferior é denominado *volume da cilindrada*. A ***taxa de compressão*** r é definida como o volume no ponto morto inferior dividido pelo volume no ponto morto superior. O movimento alternativo do pistão é convertido em movimento de rotação através de um mecanismo de manivela.

taxa de compressão

Em um motor de combustão interna de *quatro tempos*, o pistão executa quatro cursos distintos no interior do cilindro para cada duas revoluções do eixo de manivela. A Fig. 9.2 fornece um diagrama pressão-volume de forma que possa ser mostrado eletronicamente. Com a válvula de admissão aberta, o pistão executa o *curso de admissão* para arrastar uma carga nova para o interior do cilindro. Para motores de ignição por

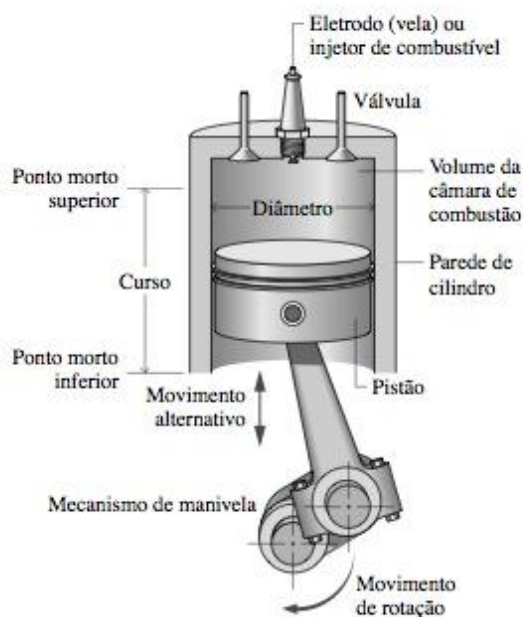



Figura 9.1 Nomenclatura para motores alternativos pistão-cilindro.

Figura 9.2 Diagrama pressão-volume para um motor de combustão interna alternativo.

centelha, a carga é uma mistura de combustível e ar. Nos motores de ignição por compressão, a carga é apenas ar. A seguir, com as duas válvulas fechadas, o pistão efetua o *curso de compressão,* elevando a temperatura e pressão da carga. Isso requer o fornecimento de trabalho do pistão para o conteúdo do cilindro. Um processo de combustão é então iniciado (as duas válvulas fechadas), resultando em uma mistura gasosa de elevada pressão e temperatura. A combustão é produzida próxima ao término do curso de compressão, em motores de ignição por centelha, por uma vela. Em motores de ignição por compressão, a combustão é iniciada através da injeção do combustível no interior do ar quente comprimido, iniciando próximo ao término do curso de compressão e continuando através da primeira etapa da expansão. Um curso de *potência* vem em seguida ao curso de compressão, durante o qual a mistura gasosa se expande e o trabalho é efetuado sobre o pistão à medida que ele retorna ao ponto morto inferior. O pistão então efetua o *curso de exaustão* no qual os gases queimados são expulsos do cilindro através da válvula de descarga. Pequenos motores operam em ciclos de dois tempos. Em motores de dois tempos, as operações de admissão, compressão, expansão e exaustão são efetuadas em uma revolução do eixo de manivelas. Embora os motores de combustão interna percorram ciclos *mecânicos*, o conteúdo do cilindro não executa um ciclo *termodinâmico*, uma vez que a matéria é introduzida com uma composição e é descarregada com uma composição diferente.

Um parâmetro utilizado para descrever a performance de motores alternativos a pistão é a *pressão média efetiva*, ou pme. A ***pressão média efetiva*** é a pressão constante teórica que, se atuasse no pistão durante o curso de potência, produziria o mesmo *trabalho líquido* que o realmente desenvolvido em um ciclo. Isto é,

pressão média efetiva

$$\text{pme} = \frac{\text{trabalho líquido para um ciclo}}{\text{volume da cilindrada}} \tag{9.1}$$

Para dois motores de mesmo volume da cilindrada, aquele com maior pressão média efetiva produziria o maior trabalho líquido e, se os motores operassem à mesma velocidade, a maior potência.

Análise do Padrão de Ar. Um estudo detalhado do desempenho de um motor alternativo de combustão interna deve levar em conta muitos fatores. Eles devem incluir o processo de combustão que ocorre no interior do cilindro e os efeitos das irreversibilidades associados com o atrito e os gradientes de pressão e de temperatura. A transferência de calor entre os gases no cilindro e as paredes do cilindro e o trabalho necessário para carregar o cilindro e expelir os produtos da combustão também devem ser considerados. Devido a essas complexidades, a modelagem exata de um motor alternativo de combustão interna envolve

normalmente simulações computacionais. Uma simplificação considerável é necessária para se conduzir análises termodinâmicas *elementares* de motores de combustão interna. Um procedimento consiste em empregar uma ***análise de ar padrão*** tendo os seguintes elementos: (1) Uma quantidade fixa de ar modelada como um gás ideal é o fluido de trabalho. (2) O processo de combustão é substituído por uma transferência de calor proveniente de uma fonte externa. (3) Não há os processos de exaustão nem de admissão como em um motor real. O ciclo é completado por um processo de transferência de calor a volume constante que ocorre enquanto o pistão encontra-se no ponto morto inferior. (4) Todos os processos são internamente reversíveis. Além disso, em uma ***análise de ar padrão frio*** os calores específicos são admitidos constantes para os seus valores de temperatura ambiente. Com a análise do ciclo padrão de ar, evitamos lidar com a complexidade do processo de combustão e com a variação da composição durante a combustão. Entretanto, uma análise completa requer que essas complexidades sejam consideradas.

Análise de ar padrão

Análise de ar padrão frio

Embora uma análise de ar padrão simplifique consideravelmente o estudo dos motores de combustão interna, os valores para a pressão média efetiva e as temperaturas e pressões de operação calculadas nessas bases podem diferir significativamente daqueles para os motores reais. Assim sendo, a análise de ar padrão permite que os motores de combustão interna sejam examinados apenas qualitativamente. Não obstante, considerações sobre o desempenho real podem resultar com essa aproximação.

No decorrer deste capítulo, consideramos dois ciclos que correspondem às idealizações do ciclo de ar padrão: os ciclos Otto e Diesel. Esses ciclos diferem um do outro apenas no modo como o processo de adição de calor que substitui a combustão no ciclo real é modelado.

9.2 Ciclo Otto de Ar Padrão

O ciclo Otto de ar padrão é um ciclo ideal que considera que a adição de calor ocorre instantaneamente enquanto o pistão encontra-se no ponto morto superior. O ***ciclo Otto*** é mostrado nos diagramas p–v e T–s da Fig. 9.3. O ciclo consiste em quatro processos internamente reversíveis em série. O Processo 1-2 é uma compressão isentrópica do ar à medida que o pistão se move do ponto morto inferior para o ponto morto superior. O Processo 2-3 é uma transferência de calor a volume constante para o ar de uma fonte externa enquanto o pistão está no ponto morto superior. Esse processo deve representar a ignição da mistura combustível-ar e a rápida queima subseqüente. O Processo 3-4 é uma expansão isentrópica (tempo-motor). O ciclo é completado pelo Processo 4-1 a volume constante no qual o calor é rejeitado do ar enquanto o pistão está no ponto morto inferior.

ciclo Otto

Uma vez que o ciclo Otto de ar padrão é composto de processos internamente reversíveis, as áreas sob os diagramas p–v e T–s da Fig. 9.3 podem ser interpretadas como calor e trabalho, respectivamente. No diagrama T–s, a área 2-3-a-b-2 representa o calor adicionado por unidade de massa e a área 1-4-a-b-1 o calor rejeitado por unidade de massa. No diagrama p–v, a área 1-2-a-b-1 representa a entrada de trabalho por unidade de massa durante o processo de compressão e a área 3-4-b-a-3 é o trabalho realizado por unidade de massa no processo de expansão. A área englobada de cada figura pode ser interpretada como o trabalho líquido de saída, ou, de forma equivalente, o calor líquido adicionado.

Análise do Ciclo. O ciclo Otto de ar padrão consiste em dois processos nos quais há trabalho, mas não há transferência de calor, os Processos 1-2 e 3-4, e dois processos nos quais há transferência de calor, mas não há trabalho, os Processos 2-3 e 4-1. As expressões para essas transferências de energia são obtidas pela

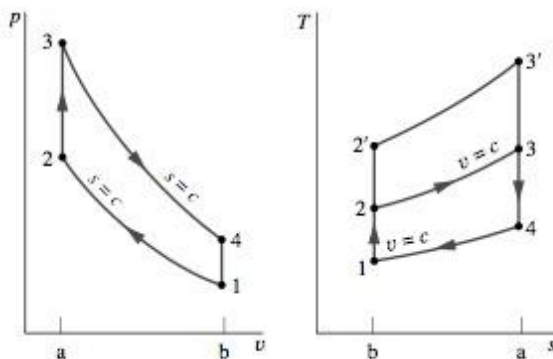



Figura 9.3 Diagramas p-v e T-s do ciclo Otto de ar padrão.

simplificação do balanço de energia para sistemas fechados considerando-se que as variações nas energias cinética e potencial podem ser ignoradas. Os resultados são

$$\frac{W_{12}}{m} = u_2 - u_1, \qquad \frac{W_{34}}{m} = u_3 - u_4$$
$$\frac{Q_{23}}{m} = u_3 - u_2, \qquad \frac{Q_{41}}{m} = u_4 - u_1 \tag{9.2}$$

ATUALIZAÇÃO DA METODOLOGIA

Observe cuidadosamente que, ao escrevermos as Eqs. 9.2, nos afastamos da nossa convenção de sinais usual para calor e trabalho. Quando analisamos ciclos, é em geral conveniente considerarmos todo trabalho e transferências de calor como grandezas positivas. Logo, W_{12}/m é um número positivo representando o trabalho de *entrada* durante a compressão e Q_{41}/m é um número positivo que representa o calor *rejeitado* no Processo 4-1. O trabalho líquido do ciclo é representado como

$$\frac{W_{\text{ciclo}}}{m} = \frac{W_{34}}{m} - \frac{W_{12}}{m} = (u_3 - u_4) - (u_2 - u_1)$$

De forma alternativa, o trabalho líquido pode ser calculado como o calor líquido adicionado

$$\frac{W_{\text{ciclo}}}{m} = \frac{Q_{23}}{m} - \frac{Q_{41}}{m} = (u_3 - u_2) - (u_4 - u_1)$$

que, rearrumado, pode ser colocado sob a mesma forma da expressão anterior para o trabalho líquido.

A eficiência térmica é a razão entre o trabalho líquido do ciclo e o calor adicionado.

$$\eta = \frac{(u_3 - u_2) - (u_4 - u_1)}{u_3 - u_2} = 1 - \frac{u_4 - u_1}{u_3 - u_2} \tag{9.3}$$

Quando as tabelas de dados do ar são utilizadas nas análises envolvendo o ciclo Otto de ar padrão, os valores de energia interna específica necessários para a Eq. 9.3 podem ser obtidos das Tabelas T-9 ou T-9E como apropriado. As relações a seguir, introduzidas na Seção 7.6.2, se aplicam aos processos isentrópicos 1-2 e 3-4

$$v_{r2} = v_{r1}\left(\frac{V_2}{V_1}\right) = \frac{v_{r1}}{r} \tag{9.4}$$

$$v_{r4} = v_{r3}\left(\frac{V_4}{V_3}\right) = r v_{r3} \tag{9.5}$$

onde r representa a razão de compressão. Observe que uma vez que $V_3 = V_2$ e $V_4 = V_1$, $r = V_1/V_2 = V_4/V_3$. O parâmetro v_r é tabelado *versus* a temperatura para o ar nas Tabelas T-9.

Quando o ciclo Otto é analisado na base de ar padrão frio, as seguintes expressões introduzidas na Seção 7.6.2 são utilizadas para os processos isentrópicos em vez das Eqs. 9.4 e 9.5, respectivamente

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = r^{k-1} \quad (k \text{ constante}) \tag{9.6}$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} = \frac{1}{r^{k-1}} \quad (k \text{ constante}) \tag{9.7}$$

onde k é a razão entre os calores específicos, $k = c_p/c_v$.

Efeito da Razão de Compressão no Desempenho. Em relação ao diagrama *T-s* da Fig. 9.3, podemos concluir que a eficiência térmica do ciclo Otto aumenta conforme a razão de compressão aumenta. Um aumento na razão de compressão muda o ciclo de 1-2-3-4-1 para 1-2′-3′-4-1. Uma vez que a temperatura média da adição de calor é maior no último ciclo e ambos os ciclos têm o mesmo processo de rejeição de calor, o ciclo 1-2′-3′-4-1 tem a maior eficiência térmica. O aumento na eficiência térmica com a taxa de compressão também é apresentado de forma simples pelo seguinte desenvolvimento com base no ar padrão frio. Para c_v constante, a Eq. 9.3 se torna

$$\eta = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)}$$
$$= 1 - \frac{T_1}{T_2}\left(\frac{T_4/T_1 - 1}{T_3/T_2 - 1}\right)$$

Das Eqs. 9.6 e 9.7, $T_4/T_1 = T_3/T_2$, então

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

Finalmente, introduzindo a Eq. 9.6,

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \quad (k \text{ constante}) \tag{9.8}$$

A Eq. 9.8 indica que a eficiência térmica do ciclo Otto de ar padrão frio é uma função da taxa de compressão e da razão entre os calores específicos. Essa relação é mostrada na Fig. 9.4 para $k = 1{,}4$.

A discussão anterior sugere que é vantajoso para motores com combustão interna ter altas taxas de compressão, e esse é o caso. Entretanto, a possibilidade de auto-ignição, ou "detonação" determina o limite superior na taxa de compressão de motores de ignição por centelha. Após a centelha ter queimado parte da mistura ar-combustível, o aumento na pressão que acompanha a combustão comprime a carga remanescente. A detonação pode ocorrer se a temperatura da parte não queimada da mistura se tornar muito alta antes que a mistura seja consumida pela frente da chama. Como a temperatura atingida pela mistura ar-combustível durante o curso de compressão aumenta à medida que a taxa de compressão aumenta, a possibilidade de ocorrer detonação aumenta com a taxa da compressão. A detonação pode resultar em ondas de alta pressão no cilindro (manifestadas por um choque ou uma batida metálica) que podem conduzir à perda de potência e a danos ao motor. Combustíveis formulados com chumbo tetraetila são resistentes à detonação e permitem assim altas taxas de compressão. A gasolina *isenta de chumbo* de uso comum nos dias de hoje, devido a preocupações ambientais em relação à poluição do ar, limita as taxas de compressão de motores a ignição por centelha em aproximadamente 9. Taxas mais altas de compressão podem ser alcançadas em motores de ignição por compressão porque apenas o ar é comprimido. Taxas de compressão na faixa de 12 a 20 são típicas. Os motores de ignição por compressão também podem utilizar combustíveis menos refinados tendo temperaturas de ignição mais altas do que os combustíveis voláteis requeridos pelos motores de ignição por centelha.

No exemplo a seguir, ilustramos a análise do ciclo Otto de ar padrão. Os resultados são comparados com aqueles obtidos tendo como base o ar padrão frio.

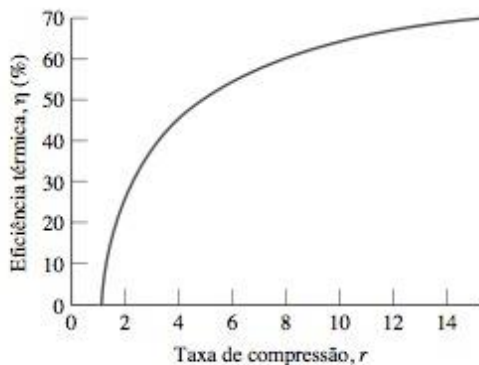



Figura 9.4 Eficiência térmica do ciclo Otto de ar padrão frio, $k = 1{,}4$.

Exemplo 9.1

Analisando o Ciclo Otto

A temperatura no início de um processo de compressão do ciclo Otto de ar padrão com uma taxa de compressão de 8 é 540°R, a pressão é 1 atm e o volume do cilindro é 0,02 ft^3. A temperatura máxima durante o ciclo é 3600°R. Determine **(a)** a temperatura e a pressão no fim de cada processo do ciclo, **(b)** a eficiência térmica e **(c)** a pressão média efetiva, em atm.

Solução

Dados: Um ciclo Otto de ar padrão com um valor da taxa de compressão fornecido é executado com condições especificadas no início do curso de compressão e uma temperatura máxima especificada durante o ciclo.
Determinar: A temperatura e a pressão no fim de cada processo, a eficiência térmica e a pressão média efetiva, em atm.

Esquema e Dados Fornecidos:

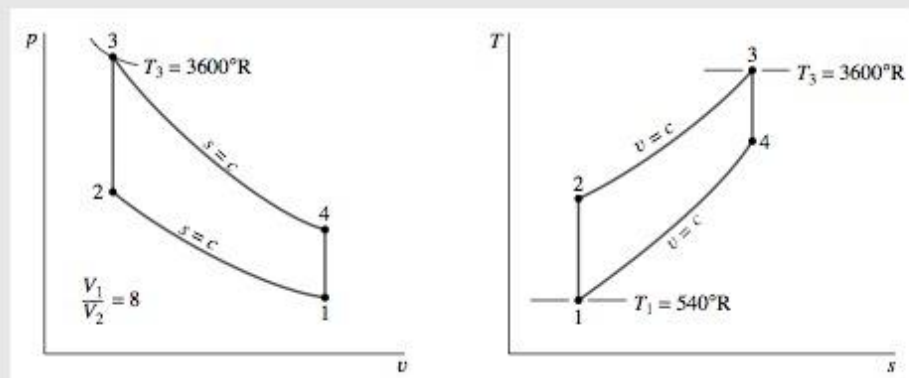



Figura E9.1

Hipóteses:

1. O ar no conjunto pistão-cilindro é o sistema fechado.
2. Os processos de compressão e expansão são adiabáticos.
3. Todos os processos são internamente reversíveis.
4. O ar é modelado como um gás ideal.
5. Os efeitos das energias potencial e cinética são desprezados.

Análise: **(a)** A análise começa pela determinação da temperatura, da pressão e da energia interna específica em cada estado principal do ciclo. Para $T_1 = 540°R$, a Tabela T-9E fornece $u_1 = 92{,}04$ Btu/lb e $v_{r1} = 144{,}32$.

Para o Processo 1-2 de compressão isentrópica

$$v_{r2} = \frac{V_2}{V_1} v_{r1} = \frac{v_{r1}}{r} = \frac{144{,}32}{8} = 18{,}04$$

Interpolando com v_{r2} na Tabela T-9E, temos $T_2 = 1212°R$ e $u_2 = 211{,}3$ Btu/lb. Com a equação de estado do gás ideal

$$p_2 = p_1 \frac{T_2}{T_1} \frac{V_1}{V_2} = (1 \text{ atm}) \left(\frac{1212°R}{540°R} \right) 8 = 17{,}96 \text{ atm} \triangleleft$$

A pressão no estado 2 pode ser calculada de forma alternativa pelo uso da relação isentrópica, $p_2 = p_1 (p_{r2}/p_{r1})$.

Uma vez que o Processo 2-3 ocorre a volume constante, a equação de estado do gás ideal fornece

$$p_3 = p_2 \frac{T_3}{T_2} = (17{,}96 \text{ atm}) \left(\frac{3600°R}{1212°R} \right) = 53{,}3 \text{ atm} \triangleleft$$

Para $T_3 = 3600°R$, a Tabela T-9E fornece $u_3 = 721{,}44$ Btu/lb e $v_{r3} = 0{,}6449$.

Para o Processo 3-4 de expansão isentrópica

$$v_{r4} = v_{r3} \frac{V_4}{V_3} = v_{r3} \frac{V_1}{V_2} = 0{,}6449(8) = 5{,}16$$

Interpolando na Tabela T-9E com v_{r4}, temos $T_4 = 1878°R$, $u_4 = 342{,}2$ Btu/lb. A pressão no estado 4 pode ser encontrada utilizando-se a relação isentrópica $p_4 = p_3(p_{r4}/p_{r3})$ ou a equação de estado do gás ideal aplicada aos estados 1 e 4. Com $V_4 = V_1$, a equação de estado do gás ideal fornece

$$p_4 = p_1 \frac{T_4}{T_1} = (1 \text{ atm}) \left(\frac{1878°R}{540°R} \right) = 3{,}48 \text{ atm} \triangleleft$$

(b) O rendimento térmico é

$$\eta = 1 - \frac{Q_{41}/m}{Q_{23}/m} = 1 - \frac{u_4 - u_1}{u_3 - u_2}$$
$$= 1 - \frac{342{,}2 - 92{,}04}{721{,}44 - 211{,}3} = 0{,}51\,(51\%) \triangleleft$$

(c) Para calcular a pressão média efetiva precisamos do trabalho líquido por ciclo. Isto é,

$$W_{\text{ciclo}} = m[(u_3 - u_4) - (u_2 - u_1)]$$

onde m é a massa de ar, calculada na equação de estado do gás ideal como se segue:

$$m = \frac{p_1 V_1}{(\bar{R}/M)T_1}$$
$$= \frac{(14{,}696\ \text{lbf/in}^2)|144\ \text{in}^2/\text{ft}^2|(0{,}02\ \text{ft}^3)}{\left(\frac{1545}{28{,}97}\ \frac{\text{ft}\cdot\text{lbf}}{\text{lb}\cdot{}^\circ\text{R}}\right)(540^\circ\text{R})}$$
$$= 1{,}47 \times 10^{-3}\ \text{lb}$$

Inserindo valores na expressão para W_{ciclo},

$$W_{\text{ciclo}} = (1{,}47 \times 10^{-3}\ \text{lb})[(721{,}44 - 342{,}2) - (211{,}3 - 92{,}04)]\ \text{Btu/lb}$$
$$= 0{,}382\ \text{Btu}$$

A variação de volume é $V_1 - V_2$, então a pressão média efetiva é fornecida por

$$\text{pme} = \frac{W_{\text{ciclo}}}{V_1 - V_2} = \frac{W_{\text{ciclo}}}{V_1(1 - V_2/V_1)}$$

❶
$$= \frac{0{,}382\ \text{Btu}}{(0{,}02\ \text{ft}^3)(1 - 1/8)}\left|\frac{778\ \text{ft}\cdot\text{lbf}}{1\ \text{Btu}}\right|\left|\frac{1\ \text{ft}^2}{144\ \text{in}^2}\right|$$
$$= 118\ \text{lbf/in}^2 = 8{,}03\ \text{atm} \triangleleft$$

❶ Essa solução utiliza a Tabela T-9E para o ar, que leva explicitamente em conta a variação para os calores específicos com a temperatura. Também podemos desenvolver uma solução com base no ar frio padrão na qual se consideram calores específicos constantes. Essa solução é deixada como exercício, mas, para comparação, os resultados são apresentados na tabela a seguir para o caso de $k = 1{,}4$, representando o ar atmosférico:

Parâmetro	Análise do Ar Padrão	Análise do Ar Frio Padrão, $k = 1{,}4$
T_2	1212°R	1241°R
T_3	3600°R	3600°R
T_4	1878°R	1567°R
η	0,51 (51%)	0,565 (56,5%)
pme	8,03 atm	7,05 atm

9.3 Ciclo Diesel de Ar Padrão

O ciclo Diesel ideal de ar é um ciclo padrão que considera que a adição de calor ocorre durante um processo a pressão constante que começa com o pistão no ponto morto superior. O ***ciclo Diesel*** é mostrado nos diagramas p-v e T-s na Fig. 9.5. O ciclo consiste em quatro processos internamente reversíveis em série. O primeiro processo do estado 1 para o estado 2 é o mesmo que no ciclo Otto: uma compressão isentrópica. Entretanto, o calor não é transferido para o fluido de trabalho a volume constante como no ciclo Otto. No ciclo Diesel, o calor é transferido para o fluido de trabalho a *pressão constante*. O Processo 2-3 também constitui a primeira parte do curso de potência. Como no ciclo Otto, o ciclo é completado pelo Processo

ciclo Diesel

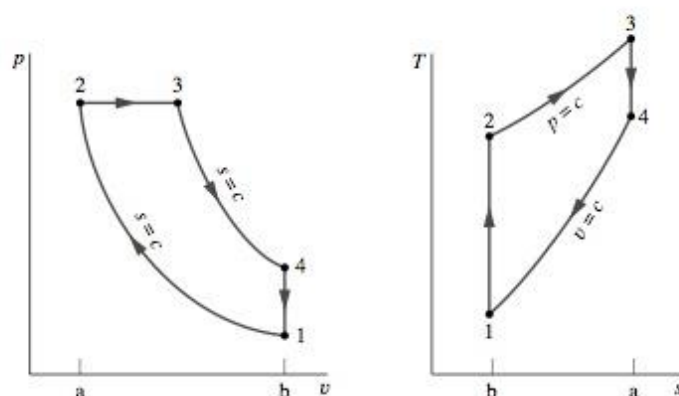



Figura 9.5 Diagramas p-v e T-s do ciclo Diesel de ar padrão.

4-1 a volume constante, no qual o calor é rejeitado do ar enquanto o pistão está no ponto morto inferior. Esse processo substitui os processos de exaustão e admissão do motor real.

Uma vez que o ciclo Diesel de ar padrão é composto de processos internamente reversíveis, as áreas sob os diagramas T-s e p-v da Fig. 9.5 podem ser interpretadas como calor e trabalho, respectivamente. No diagrama T-s, a área 2-3-a-b-2 representa o calor adicionado por unidade de massa e a área 1-4-a-b-1 é o calor rejeitado por unidade de massa. No diagrama p-v, a área 1-2-a-b-1 é o trabalho de entrada por unidade de massa durante o processo de compressão. A área 2-3-4-b-a-2 é o trabalho realizado por unidade de massa à medida que o pistão se move do ponto morto superior para o ponto morto inferior. A área de cada figura é o trabalho líquido de saída, que é igual ao calor líquido adicionado.

Análise do Ciclo. No ciclo Diesel, a adição de calor ocorre a pressão constante. Assim sendo, o Processo 2-3 envolve trabalho e calor. O trabalho é fornecido por

$$\frac{W_{23}}{m} = \int_2^3 p\, dv = p_2(v_3 - v_2) \tag{9.9}$$

O calor adicionado no Processo 2-3 pode ser encontrado pela aplicação do balanço de energia a sistema fechado

$$m(u_3 - u_2) = Q_{23} - W_{23}$$

Introduzindo a Eq. 9.9 e resolvendo para a transferência de calor,

$$\begin{aligned}\frac{Q_{23}}{m} &= (u_3 - u_2) + p(v_3 - v_2) = (u_3 + pv_3) - (u_2 + pv_2) \\ &= h_3 - h_2 \end{aligned} \tag{9.10}$$

onde a entalpia específica é introduzida para simplificar a expressão. Como no ciclo Otto, o calor rejeitado no Processo 4-1 é fornecido por

$$\frac{Q_{41}}{m} = u_4 - u_1$$

A eficiência térmica é a razão entre o trabalho líquido do ciclo e o calor adicionado

$$\eta = \frac{W_{ciclo}/m}{Q_{23}/m} = 1 - \frac{Q_{41}/m}{Q_{23}/m} = 1 - \frac{u_4 - u_1}{h_3 - h_2} \tag{9.11}$$

Como no ciclo Otto, a eficiência térmica do ciclo Diesel aumenta com a taxa de compressão.

Para calcular a eficiência térmica a partir da Eq. 9.11 precisamos dos valores de u_1, u_4, h_2 e h_3 ou equivalentemente das temperaturas nos estados principais do ciclo. Vamos considerar a seguir como essas temperaturas são calculadas. Para uma dada temperatura inicial T_1 e uma taxa de compressão r, a temperatura no estado 2 pode ser obtida utilizando-se a seguinte relação isentrópica e v_r

$$v_{r2} = \frac{V_2}{V_1} v_{r1} = \frac{1}{r} v_{r1}$$

Para obter T_3, observe que a equação de estado do gás ideal se simplifica com $p_3 = p_2$ para fornecer

$$T_3 = \frac{V_3}{V_2}T_2 = r_c T_2$$

onde $r_c = V_3/V_2$, denominada ***razão de corte***, foi introduzida.

razão de corte

Uma vez que $V_4 = V_1$, a relação de volume para o processo isentrópico 3-4 pode ser representada como

$$\frac{V_4}{V_3} = \frac{V_4}{V_2}\frac{V_2}{V_3} = \frac{V_1}{V_2}\frac{V_2}{V_3} = \frac{r}{r_c} \tag{9.12}$$

onde a taxa de compressão r e a razão de corte r_c foram introduzidas para efeito de concisão.

Utilizando a Eq. 9.12 junto com v_{r3} a T_3, a temperatura T_4 pode ser determinada por interpolação uma vez que v_{r4} é obtido da relação isentrópica

$$v_{r4} = \frac{V_4}{V_3}v_{r3} = \frac{r}{r_c}v_{r3}$$

Em uma *análise do ciclo de ar padrão frio*, a expressão apropriada para o cálculo de T_2 é fornecida por

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = r^{k-1} \qquad (k \text{ constante})$$

A temperatura T_4 é encontrada de forma semelhante por

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} = \left(\frac{r_c}{r}\right)^{k-1} \qquad (k \text{ constante})$$

onde a Eq. 9.12 foi utilizada para substituir a relação de volume.

Efeito da Taxa de Compressão no Desempenho. Como no ciclo Otto, a eficiência térmica do ciclo Diesel aumenta com o aumento da taxa de compressão. Isso pode ser mostrado de forma simples através de uma análise do ar padrão *frio*. Com base no ar padrão frio, a eficiência térmica do ciclo Diesel pode ser representada como

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}\left[\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)}\right] \qquad (k \text{ constante}) \tag{9.13}$$

onde r é a taxa de compressão e r_c a razão de corte. Deixamos a dedução como exercício. Essa relação é mostrada na Fig. 9.6 para $k = 1{,}4$. A Eq. 9.13 para o ciclo Diesel difere da Eq. 9.8 para o ciclo Otto apenas pelos termos entre parênteses, em que para $r_c > 1$ é maior do que a unidade. Então, quando a taxa de compressão for a mesma, a eficiência térmica do ciclo Diesel de ar padrão frio será menor do que para o ciclo Otto de ar padrão frio.

No exemplo a seguir, ilustramos a análise do ciclo Diesel de ar padrão.

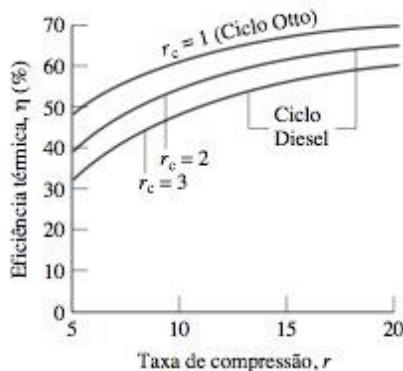



Figura 9.6 Eficiência térmica do ciclo Diesel de ar padrão frio $k = 1{,}4$.

EXEMPLO 9.2

ANALISANDO O CICLO DIESEL

No início de um processo de compressão de um ciclo Diesel de ar padrão operando com uma taxa de compressão de 1,8, a temperatura é 300 K e a pressão é 0,1 MPa. A razão de corte é 2. Determine **(a)** a temperatura e a pressão no fim de cada processo do ciclo, **(b)** a eficiência térmica e **(c)** a pressão média efetiva, em MPa.

Solução

Dados: Um ciclo Diesel de ar padrão é executado com condições específicas no começo do curso de compressão. A taxa de compressão e a razão são fornecidas.

Determinar: A temperatura e a pressão no final de cada processo, a eficiência térmica e a pressão média efetiva.

Esquema e Dados Fornecidos:

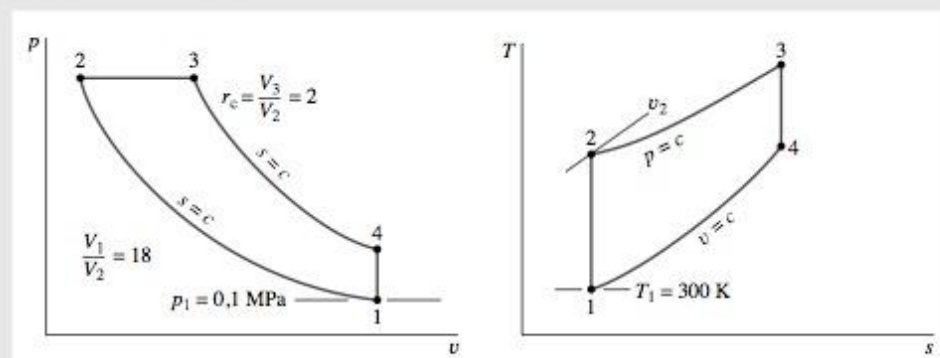



Figura E9.2

Hipóteses:

1. O ar no conjunto pistão-cilindro é o sistema fechado.
2. Os processos de compressão e expansão são adiabáticos.
3. Todos os processos são internamente reversíveis.
4. O ar é modelado como um gás ideal.
5. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezados.

Análise: **(a)** A análise começa pela determinação das propriedades em cada estado principal do ciclo. Com $T_1 = 300$ K, a Tabela T-9 fornece $u_1 = 214{,}07$ kJ/kg e $v_{r1} = 621{,}2$. Para o Processo 1-2 de compressão isentrópica

$$v_{r2} = \frac{V_2}{V_1} v_{r1} = \frac{v_{r1}}{r} = \frac{621{,}2}{18} = 34{,}51$$

Interpolando na Tabela T-9, temos $T_2 = 898{,}3$ K e $h_2 = 930{,}98$ kJ/kg. Com a equação de estado do gás ideal

$$p_2 = p_1 \frac{T_2}{T_1} \frac{V_1}{V_2} = (0{,}1)\left(\frac{898{,}3}{300}\right)(18) = 5{,}39 \text{ MPa} \quad \triangleleft$$

A pressão no estado 2 pode ser calculada de forma alternativa utilizando-se a relação isentrópica $p_2 = p_1\,(p_{r2}/p_{r1})$.

Uma vez que o Processo 2-3 ocorre a pressão constante, a equação de estado do gás ideal fornece

$$T_3 = \frac{V_3}{V_2} T_2$$

Introduzindo a razão de corte, $r_c = V_3/V_2$

$$T_3 = r_c T_2 = 2(898{,}3) = 1796{,}6 \text{ K} \quad \triangleleft$$

Da Tabela T-9, $h_3 = 1999{,}1$ kJ/kg e $v_{r3} = 3{,}97$.

Para o processo de expansão isentrópica 3-4

$$v_{r4} = \frac{V_4}{V_3} v_{r3} = \frac{V_4}{V_2} \frac{V_2}{V_3} v_{r3}$$

Introduzindo $V_4 = V_1$, a taxa de compressão r e a razão de corte r_c, temos

$$v_{r4} = \frac{r}{r_c} v_{r3} = \frac{18}{2}(3{,}97) = 35{,}73$$

Por interpolação na Tabela T-9 com v_{r4}, $u_4 = 664{,}3$ kJ/kg e $T_4 = 887{,}7$ K. A pressão no estado 4 pode ser encontrada utilizando-se a relação isentrópica $p_4 = p_3\,(p_{r4}/p_{r3})$ ou a equação de estado do gás ideal aplicada aos estados 1 e 4. Com $V_4 = V_1$, a equação de estado do gás ideal fornece

$$p_4 = p_1 \frac{T_4}{T_1} = (0{,}1 \text{ MPa})\left(\frac{887{,}7 \text{ K}}{300 \text{ K}}\right) = 0{,}3 \text{ MPa} \vartriangleleft$$

(b) A eficiência térmica é determinada utilizando-se

$$\eta = 1 - \frac{Q_{41}/m}{Q_{23}/m} = 1 - \frac{u_4 - u_1}{h_3 - h_2}$$

❶
$$= 1 - \frac{664{,}3 - 214{,}07}{1999{,}1 - 930{,}98} = 0{,}578 (57{,}8\%) \vartriangleleft$$

(c) A pressão média efetiva escrita em termos dos volumes específicos é

$$\text{pme} = \frac{W_{\text{ciclo}}/m}{v_1 - v_2} = \frac{W_{\text{ciclo}}/m}{v_1(1 - 1/r)}$$

O trabalho líquido do ciclo é igual ao calor líquido adicionado

$$\frac{W_{\text{ciclo}}}{m} = \frac{Q_{23}}{m} - \frac{Q_{41}}{m} = (h_3 - h_2) - (u_4 - u_1)$$
$$= (1999{,}1 - 930{,}98) - (664{,}3 - 214{,}07)$$
$$= 617{,}9 \text{ kJ/kg}$$

O volume específico no estado 1 é

$$v_1 = \frac{(\overline{R}/M)T_1}{p_1} = \frac{\left(\frac{8314}{28{,}97}\frac{\text{N}\cdot\text{m}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right)(300 \text{ K})}{10^5 \text{ N/m}^2} = 0{,}861 \text{ m}^3\text{/kg}$$

Inserindo valores,

$$\text{pme} = \frac{617{,}9 \text{ kJ/kg}}{0{,}861(1 - 1/18)\text{m}^3\text{/kg}} \left|\frac{10^3 \text{ N}\cdot\text{m}}{1 \text{ kJ}}\right| \left|\frac{1 \text{ MPa}}{10^6 \text{ N/m}^2}\right|$$
$$= 0{,}76 \text{ MPa} \vartriangleleft$$

❶ Essa solução utiliza as tabelas do ar, que levam explicitamente em conta a variação dos calores específicos com a temperatura. Observe que a Eq. 9.13, baseada nas considerações de calores específicos *constantes*, não foi utilizada para determinar a eficiência térmica. A solução deste exemplo com o ar frio padrão é deixada como exercício.

Instalações Motoras com Turbina a Gás

Esta parte do capítulo lida com instalações motoras com turbinas a gás. Instalações motoras com turbinas a gás tendem a ser mais leves e mais compactas do que as de vapor estudadas no Cap. 8. A razão favorável entre potência de saída e peso das turbinas a gás torna-as apropriadas para aplicações no transporte (propulsão de aeronaves, instalações motoras marinhas, etc.). Turbinas a gás também são comumente utilizadas para geração de potência estacionária.

9.4 Modelando Instalações de Potência com Turbinas a Gás

Instalações de potência com turbinas a gás podem operar tanto de modo aberto quanto fechado. O modo aberto ilustrado na Fig. 9.7*a* é mais comum. Trata-se de um motor no qual o ar atmosférico é continuamente inje-

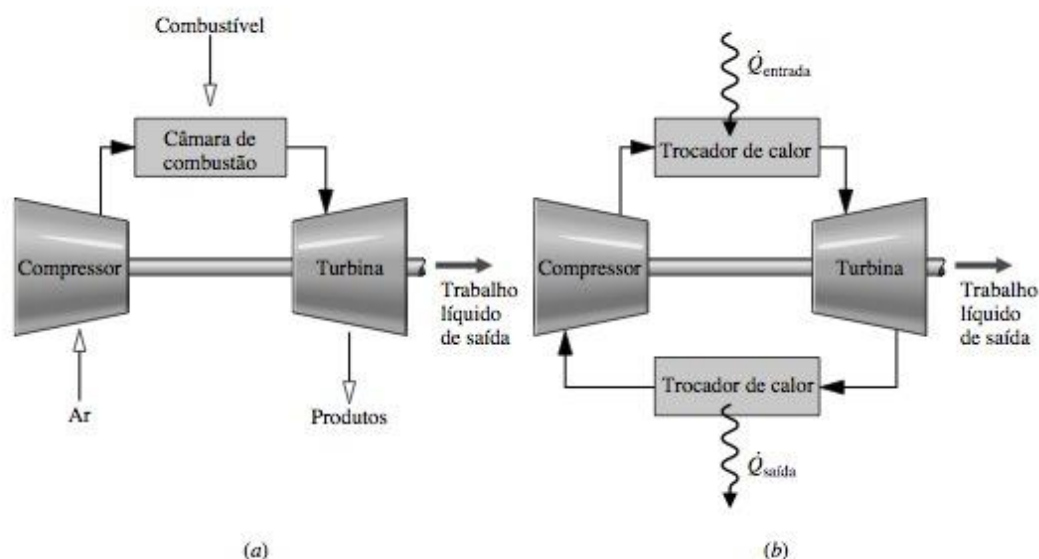



Figura 9.7 Turbina a gás simples. (*a*) Aberta para a atmosfera. (*b*) Fechada.

tado no compressor, onde é comprimido até uma pressão mais alta. O ar entra então em uma câmara de combustão, ou combustor, onde é misturado com combustível, e a combustão ocorre, resultando em produtos de combustão a uma temperatura elevada. Os produtos da combustão se expandem através da turbina e são em seguida descarregados para a vizinhança. Parte do trabalho desenvolvido pela turbina é utilizada para acionar o compressor; o restante é disponibilizado para a geração de eletricidade, para acionar veículos, ou para outras finalidades. No sistema ilustrado na Fig. 9.7*b*, o fluido de trabalho recebe uma entrada de energia por transferência de calor de uma fonte externa, por exemplo, de um reator nuclear resfriado a gás. O gás que sai da turbina passa através de um trocador de calor, onde ele é resfriado antes de reentrar no compressor.

análise de ar padrão

Uma idealização freqüentemente utilizada no estudo de instalações de potência abertas com turbina a gás é a da ***análise de ar padrão***. Na análise de ar padrão, são feitas sempre duas considerações: (1) O fluido de trabalho é o ar, que se comporta como um gás ideal, e (2) o aumento de temperatura que acontece devido à combustão é alcançado pela transferência de calor de uma fonte externa. Com a análise de ar padrão, evitamos lidar com as complexidades do processo de combustão e a variação da composição durante a combustão. Uma análise de ar padrão simplifica consideravelmente o estudo das instalações de potência com turbinas a gás. Contudo, os valores numéricos calculados nessa base podem fornecer apenas indicações qualitativas do desempenho da instalação de potência. Como existem informações suficientes sobre a combustão e as propriedades dos produtos de combustão, o estudo das turbinas a gás pode ser conduzido sem as hipóteses mencionadas. Todavia, no interesse da simplicidade essa apresentação prossegue na base da análise de ar padrão.

9.5 CICLO BRAYTON DE AR PADRÃO

Um diagrama esquemático do ar padrão com turbina a gás é mostrado na Fig. 9.8. As direções das principais transferências de calor são indicadas na figura por setas. De acordo com as considerações da análise do ar padrão, o aumento de temperatura que seria atingido no processo de combustão é alcançado por uma transferência de calor para o fluido de trabalho de uma fonte externa e o fluido de trabalho é o ar considerado como um gás ideal. Com as idealizações do ar padrão, o ar seria então direcionado ao compressor no estado 1, a partir da vizinhança, e depois retornaria à vizinhança no estado 4 com uma temperatura maior do que a temperatura ambiente. Após a interação com a vizinhança, cada unidade de massa do ar descarregado iria finalmente retornar ao mesmo estado do ar que entra no compressor, de forma que podemos pensar no ar que passa através dos componentes da turbina a gás como se ocorresse um ciclo termodinâmico. Uma representação simplificada dos estados percorridos pelo ar em tal ciclo pode ser imaginada considerando-se que o ar que sai da turbina retorna ao estado de entrada do compressor passando através de um trocador de calor onde ocorre a rejeição de calor para a vizinhança. O ciclo que resulta com essa nova idealização é chamado ***ciclo Brayton*** padrão.

ciclo Brayton

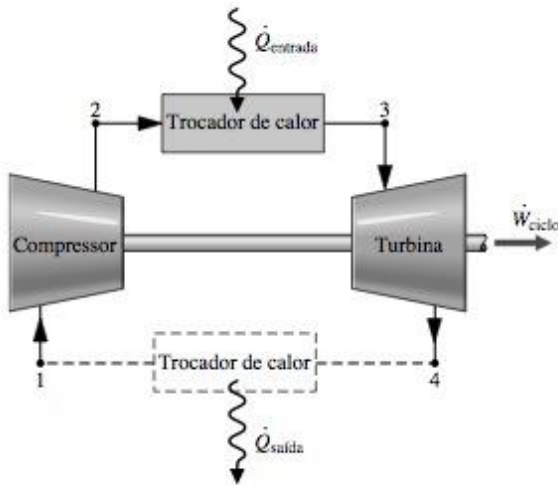



Figura 9.8 Ciclo de ar padrão com turbina a gás.

9.5.1 Calculando as Transferências de Calor e Trabalho Principais

As expressões a seguir para o trabalho e as transferências de energia sob a forma de calor que ocorrem em regime permanente são prontamente deduzidas através de simplificações dos balanços das taxas de massa e energia para volumes de controle. Essas transferências de energia são positivas nas direções das setas na Fig. 9.8. Considerando que a turbina opere adiabaticamente e desprezando os efeitos de energia cinética e potencial, o trabalho desenvolvido por unidade de massa é

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_3 - h_4 \tag{9.14}$$

onde $\dot{m}$ designa a vazão mássica. Com as mesmas hipóteses, o trabalho do compressor por unidade de massa é

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = h_2 - h_1 \tag{9.15}$$

O símbolo $\dot{W}_c$ representa a *entrada* de trabalho e assume um valor positivo. O calor adicionado ao ciclo por unidade de massa é

$$\frac{\dot{Q}_{entrada}}{\dot{m}} = h_3 - h_2 \tag{9.16}$$

O calor rejeitado por unidade de massa é

$$\frac{\dot{Q}_{saída}}{\dot{m}} = h_4 - h_1 \tag{9.17}$$

onde $\dot{Q}_{saída}$ tem valor positivo.

A eficiência térmica do ciclo na Fig. 9.8 é

$$\eta = \frac{\dot{W}_t/\dot{m} - \dot{W}_c/\dot{m}}{\dot{Q}_{entrada}/\dot{m}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} \tag{9.18}$$

A razão de trabalho reverso (bwr) para o ciclo é

$$\text{bwr} = \frac{\dot{W}_c/\dot{m}}{\dot{W}_t/\dot{m}} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4} \tag{9.19}$$

Para o mesmo aumento de pressão, um compressor de turbina a gás precisaria de uma entrada de trabalho por unidade de fluxo de massa muito maior do que uma bomba de uma instalação de potência a vapor, porque o volume específico médio do gás, escoando através do compressor, é muitas vezes maior do que o do líquido passando através da bomba (veja a discussão da Eq. 7.43a na Seção 7.8). Logo, uma parte rela-

tivamente grande do trabalho desenvolvido pela turbina é necessária para acionar o compressor. Taxas típicas de trabalho reverso variam de 40 a 80%. Em comparação, as taxas de trabalho reverso de instalações de potência a vapor são normalmente 1 ou 2% apenas.

Se as temperaturas nos estados numerados do ciclo forem conhecidas, as entalpias específicas necessárias para as equações anteriores são prontamente obtidas da tabela de gás ideal para o ar, Tabela T-9 ou Tabela T-9E. De forma alternativa, com perda de alguma precisão, a variação dos calores específicos com a temperatura pode ser desprezada e os calores específicos podem ser considerados constantes. A análise de ar padrão é então denominada *análise de ar frio padrão*. Conforme ilustrado pela discussão dos motores de combustão interna, fornecida anteriormente, a principal vantagem da consideração de calores específicos constantes é que expressões simples para grandezas, como eficiência térmica, podem ser deduzidas e então utilizadas para deduzir indicações qualitativas do desempenho do ciclo, sem envolver dados de tabela.

Uma vez que as Eqs. 9.14 até 9.19 foram desenvolvidas a partir dos balanços das taxas de massa e energia, elas se aplicam igualmente quando as irreversibilidades estão presentes e quando as irreversibilidades estão ausentes. Embora as irreversibilidades e perdas associadas com vários componentes das instalações de potência tenham um efeito pronunciado no desempenho global, é instrutivo considerar um ciclo idealizado no qual elas são consideradas ausentes. Esse ciclo estabelece um limite superior no desempenho do ciclo Brayton de ar padrão. Isso é considerado a seguir.

9.5.2 Ciclo Brayton Ideal de Ar Padrão

Desprezando as irreversibilidades à medida que o ar circula através de vários componentes do ciclo Brayton, não há quedas de pressão por atrito e o ar escoa a pressão constante através dos trocadores de calor. Se transferências de calor acidentais para a vizinhança também forem desprezadas, os processos através da turbina e do compressor serão isentrópicos. O ciclo ideal mostrado nos diagramas p-v e T-s na Fig. 9.9 está de acordo com essas idealizações.

As áreas dos diagramas T-s e p-v da Fig. 9.9 podem ser interpretadas como calor e trabalho, respectivamente, por unidade de massa escoando. No diagrama T-s, a área 2-3-a-b-2 representa o calor adicionado por unidade de massa e a área 1-4-a-b-1 é o calor rejeitado por unidade de massa. No diagrama p-v, a área 1-2-a-b-1 representa o trabalho de entrada do compressor por unidade de massa e a área 3-4-b-a-3 é o trabalho de saída da turbina por unidade de massa (Seção 7.8). A área em cada figura pode ser interpretada como o trabalho líquido de saída ou, de forma equivalente, o calor líquido adicionado.

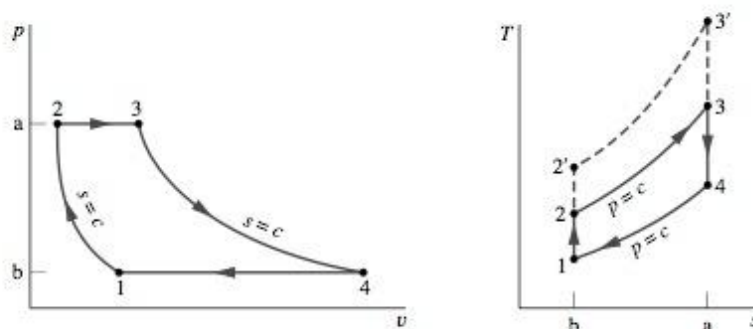



Figura 9.9 Ciclo Brayton ideal de ar padrão.

Com os dados da tabela de ar utilizados para conduzir uma análise envolvendo o ciclo Brayton ideal, as relações a seguir, introduzidas na Seção 7.2, se aplicam aos processos isentrópicos 1-2 e 3-4

$$p_{r2} = p_{r1}\frac{p_2}{p_1} \tag{9.20}$$

$$p_{r4} = p_{r3}\frac{p_4}{p_3} = p_{r3}\frac{p_1}{p_2} \tag{9.21}$$

Lembre-se de que p_r é tabelado *versus* a temperatura na Tabela T-9. Uma vez que o ar escoa através dos trocadores de calor do ciclo ideal a pressão constante, resulta $p_4/p_3 = p_1/p_2$. Essa relação foi utilizada ao escrevermos a Eq. 9.21.

Quando um ciclo Brayton ideal é analisado com base no ar frio padrão, os calores específicos são tomados como constantes. As Eqs. 9.20 e 9.21 são então substituídas, respectivamente, pelas seguintes expressões, introduzidas na Seção 7.6.2

$$T_2 = T_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(k-1)/k} \tag{9.22}$$

$$T_4 = T_3\left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{(k-1)/k} = T_3\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{(k-1)/k} \tag{9.23}$$

onde k é a razão dos calores específicos, $k = c_p/c_v$.

No exemplo a seguir, ilustramos a análise do ciclo Brayton ideal de ar padrão e comparamos o resultado com aqueles obtidos com base no ar frio padrão.

Exemplo 9.3

Analisando o Ciclo Brayton Ideal

Ar entra no compressor de um ciclo Brayton ideal a 100 kPa, 300 K, com uma vazão volumétrica de 5 m³/s. A relação de compressão do compressor é 10. A temperatura de entrada da turbina é 1400 K. Determine **(a)** a eficiência térmica do ciclo, **(b)** a taxa de trabalho reverso, **(c)** a potência líquida desenvolvida, em kW.

Solução

Dados: Um ciclo Brayton ideal opera com condições de entrada fornecidas, uma dada temperatura de entrada e uma relação de compressão do compressor conhecida.

Determinar: A eficiência térmica, a taxa de trabalho reverso e a potência *líquida* desenvolvida, em kW.

Esquema e Dados Fornecidos:

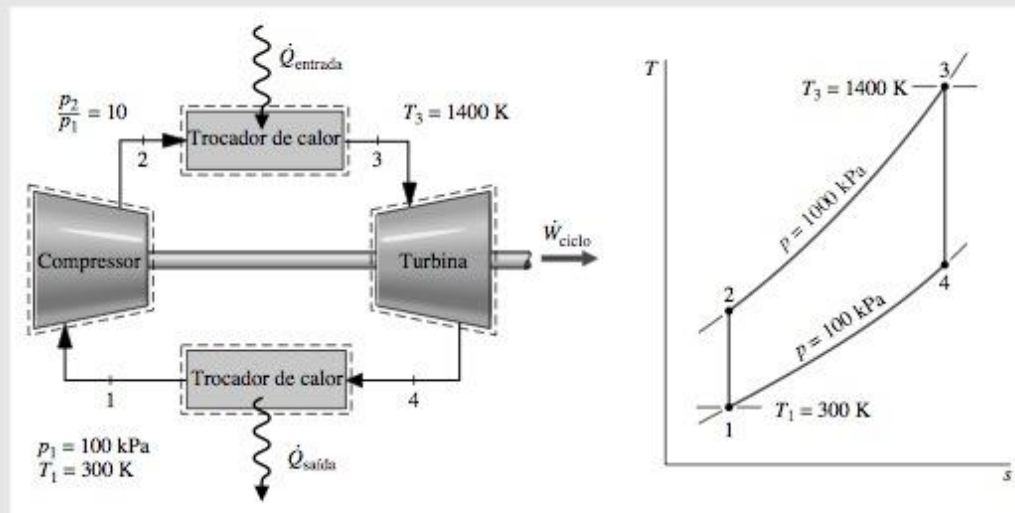



Figura E9.3

Hipóteses:

1. Cada componente é analisado como um volume de controle em regime permanente. Os volumes de controle são mostrados no esboço em anexo pelas linhas tracejadas.
2. Os processos da turbina e do compressor são isentrópicos.
3. Não há queda de pressão para o escoamento através dos trocadores.
4. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezados.
5. O fluido de trabalho é o ar modelado como gás ideal.

❶ ***Propriedades:*** A análise começa pela determinação da entalpia específica em cada estado numerado do ciclo. No estado 1, a temperatura é 300 K. Da Tabela T-9, $h_1 = 300{,}19$ kJ/kg e $p_{r1} = 1{,}386$.

Uma vez que o processo do compressor é isentrópico, a seguinte relação pode ser utilizada para determinar h_2

$$p_{r2} = \frac{p_2}{p_1} p_{r1} = (10)(1{,}386) = 13{,}86$$

Então, interpolando na Tabela T-9, obtemos $h_2 = 579{,}9$ kJ/kg.

A temperatura no estado 3 é dada como $T_3 = 1400$ K. Com essa temperatura, a entalpia específica no estado 3 da Tabela T-9 é $h_3 = 1515{,}4$ kJ/kg. Também, $p_{r3} = 450{,}5$.

A entalpia específica no estado 4 é determinada utilizando-se a relação isentrópica

$$p_{r4} = p_{r3} \frac{p_4}{p_3} = (450{,}5)(1/10) = 45{,}05$$

Interpolando na Tabela T-9, temos $h_4 = 808{,}5$ kJ/kg.

Análise: **(a)** A eficiência térmica é

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{(\dot{W}_t/\dot{m}) - (\dot{W}_c/\dot{m})}{\dot{Q}_{\text{entrada}}/\dot{m}} \\ &= \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} = \frac{(1515{,}4 - 808{,}5) - (579{,}9 - 300{,}19)}{1515{,}4 - 579{,}9} \\ &= \frac{706{,}9 - 279{,}7}{935{,}5} = 0{,}457\ (45{,}7\%) \ \triangleleft \end{aligned}$$

(b) A taxa de trabalho reverso (bwr) é

❷
$$\text{bwr} = \frac{\dot{W}_c/\dot{m}}{\dot{W}_t/\dot{m}} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4} = \frac{279{,}7}{706{,}9} = 0{,}396\ (39{,}6\%) \ \triangleleft$$

(c) A potência líquida desenvolvida é

$$\dot{W}_{\text{ciclo}} = \dot{m}[(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)]$$

Para avaliar a potência líquida é necessária a vazão mássica $\dot{m}$, que pode ser determinada a partir da vazão volumétrica e do volume específico na entrada do compressor, conforme a seguir:

$$\dot{m} = \frac{(\text{AV})_1}{v_1}$$

Como $v_1 = (\bar{R}/M)T_1/p_1$, temos

$$\dot{m} = \frac{(\text{AV})_1 p_1}{(\bar{R}/M)T_1} = \frac{(5\ \text{m}^3/\text{s})(100 \times 10^3\ \text{N/m}^2)}{\left(\dfrac{8314}{28{,}97}\ \dfrac{\text{N}\cdot\text{m}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right)(300\ \text{K})} = 5{,}807\ \text{kg/s}$$

Finalmente,

$$\dot{W}_{\text{ciclo}} = (5{,}807\ \text{kg/s})(706{,}9 - 279{,}7)\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)\left|\frac{1\ \text{kW}}{1\ \text{kJ/s}}\right| = 2481\ \text{kW} \ \triangleleft$$

❶ O uso da tabela de gás ideal do ar é caracterizado nessa solução. Uma solução também pode ser desenvolvida com base no ar frio padrão no qual os calores específicos são considerados constantes. Os detalhes são deixados como exercício, mas, para comparação, os resultados são mostrados na tabela seguinte para o caso $k = 1{,}4$, representando o ar atmosférico.

Parâmetro	Análise de Ar Padrão	Análise do Ar Frio Padrão, $k = 1{,}4$
T_2	574,1 K	579,2 K
T_4	787,7 K	725,1 K
η	0,457	0,482
bwr	0,396	0,414
$\dot{W}_{\text{ciclo}}$	2481 kW	2308 kW

❷ O valor da taxa de trabalho reverso no caso da turbina a gás presente é significativamente maior do que a taxa de trabalho reverso de um ciclo de potência a vapor simples do Exemplo 8.1.

Efeito da Relação de Compressão no Desempenho. As conclusões que são qualitativamente corretas para turbinas a gás reais podem ser alcançadas a partir de um estudo do ciclo Brayton ideal. A primeira dessas conclusões é que a eficiência térmica aumenta com o aumento da relação de compressão através do compressor. ***Por Exemplo...*** referindo-nos novamente ao diagrama *T-s* da Fig. 9.9, vemos que um aumento na relação de compressão muda o ciclo de 1-2-3-4-1 para 1-2′-3′-4-1. Uma vez que a temperatura média do calor adicionado é maior do que no último ciclo e que ambos os ciclos têm o mesmo processo de rejeição de calor, o ciclo 1-2′-3′-4-1 tem maior eficiência térmica. ▲

Figura 9.10 Eficiência térmica do ciclo Brayton ideal *versus* relação de compressão do compressor.

O aumento na eficiência térmica com a relação de compressão do compressor é mostrado na Fig. 9.10. Há um limite em torno de 1700 K (3060°R) imposto por considerações metalúrgicas sobre a temperatura máxima permitida na entrada da turbina. Assim sendo, é importante considerar o efeito da relação de compressão do compressor na eficiência térmica quando a temperatura de entrada da turbina é limitada à máxima temperatura permitida. Os diagramas *T-s* de dois ciclos Brayton ideais com a mesma temperatura na entrada da turbina, mas diferentes relações de compressão do compressor, são mostrados na Fig. 9.11. No ciclo A a relação de compressão é maior do que no ciclo B e, assim, tem maior eficiência térmica. Mas o ciclo B apresenta maior área, portanto o maior trabalho líquido desenvolvido por unidade de massa que escoa. Desse modo, para o ciclo A desenvolver a mesma *potência* líquida de saída que o ciclo B, uma maior vazão mássica seria exigida, e isso pode acarretar um sistema maior. Essas considerações são importantes para turbinas a gás com aplicação em veículos onde o peso do motor deve permanecer baixo. Para essas aplicações, é desejável operar aproximadamente na relação de compressão do compressor que fornece mais trabalho por unidade de massa escoando e não na relação de compressão para a maior eficiência térmica.

Figura 9.11 Ciclos Brayton ideais com diferentes relações de compressão e mesma temperatura de entrada na turbina.

9.5.3 IRREVERSIBILIDADES E PERDAS NAS TURBINAS A GÁS

Os pontos dos estados mais importantes de uma turbina a gás de ar padrão podem ser mostrados mais realisticamente como na Fig. 9.12*a*. Devido aos efeitos de atrito no interior do compressor e da turbina, o fluido de trabalho é submetido a um aumento na entropia específica nesses componentes. Por causa do atrito, há também quedas de pressão conforme o fluido de trabalho escoa através dos trocadores de calor. Entretanto, como as perdas de pressão por atrito são fontes menos significativas de irreversibilidade, nós as desprezaremos em discussões subseqüentes e mostraremos, para simplificar, o escoamento através dos trocadores ocorrendo a pressão constante. Isso é ilustrado pela Fig. 9.12*b*. As trocas de calor dos componentes da instalação de potência com a vizinhança representam perdas, mas esses efeitos são freqüentemente de importância secundária e serão também desprezados nas discussões subseqüentes.

Como o efeito das irreversibilidades na turbina e no compressor se torna mais pronunciado, o trabalho desenvolvido pela turbina decresce e o trabalho de entrada no compressor aumenta, resultando em um decréscimo notório no trabalho líquido da instalação de potência. Assim sendo, se uma quantidade considerável de trabalho líquido deva ser fornecida pela instalação, serão necessários rendimentos relativamente elevados da turbina e do compressor. Após décadas de esforço de desenvolvimento, eficiências de 80 a 90% podem agora ser atingidas para as turbinas e compressores nas instalações de potência com turbinas a

gás. Designando os estados como na Fig. 9.12*b*, os rendimentos isentrópicos da turbina e do compressor são fornecidos por

$$\eta_t = \frac{(\dot{W}_t/\dot{m})}{(\dot{W}_t/\dot{m})_s} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \tag{9.24}$$

$$\eta_c = \frac{(\dot{W}_c/\dot{m})_s}{(\dot{W}_c/\dot{m})} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \tag{9.25}$$

O efeito das irreversibilidades na turbina e no compressor é importante. Dentre as irreversibilidades das instalações de potência reais com turbina a gás, a irreversibilidade da combustão é de longe a mais significativa. Mas uma análise de ar padrão simplificada não permite que essa irreversibilidade seja calculada.

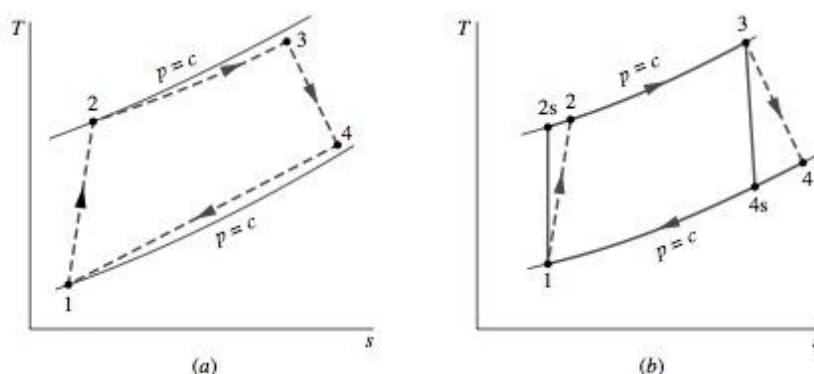



Figura 9.12 Efeitos das irreversibilidades de ar padrão na turbina a gás.

O Exemplo 9.4 mostra o efeito das irreversibilidades da turbina e do compressor no desempenho da instalação.

EXEMPLO 9.4

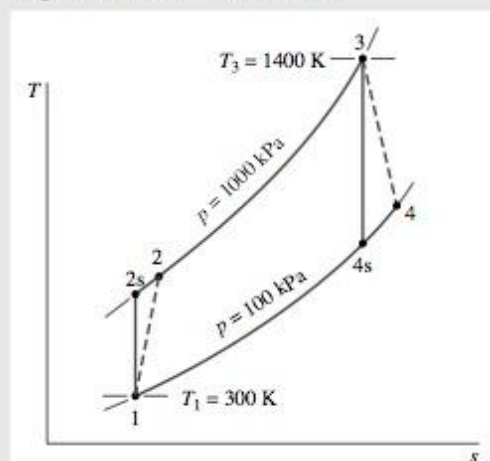
CICLO BRAYTON COM IRREVERSIBILIDADES

Reconsidere o Exemplo 9.3, mas inclua na análise que a turbina e o compressor têm, cada um, uma eficiência isentrópica de 80%. Determine para o ciclo modificado **(a)** a eficiência térmica do ciclo, **(b)** a taxa de trabalho reverso, **(c)** a potência *líquida* desenvolvida, em kW.

Solução

Dados: Um ciclo Brayton de ar padrão opera com condições fornecidas de entrada no compressor, temperatura de entrada na turbina dada e razão de pressão do compressor conhecida. O compressor e a turbina têm uma eficiência isentrópica de 80%.
Determinar: A eficiência térmica, a taxa de trabalho reverso e a potência líquida desenvolvida em kW.

Esquema e Dados Fornecidos:

Figura E9.4

Hipóteses:

1. Cada componente é analisado como um volume de controle em regime permanente.
2. O compressor e a turbina são adiabáticos.
3. Não há queda de pressão para o escoamento através dos trocadores.
4. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezados.
5. O fluido de trabalho é o ar modelado como gás ideal.

Análise: **(a)** A eficiência térmica é dada por

$$\eta = \frac{(\dot{W}_t/\dot{m}) - (\dot{W}_c/\dot{m})}{\dot{Q}_{entrada}/\dot{m}}$$

Os termos de trabalho no numerador dessa expressão são avaliados utilizando-se os valores dados das eficiências isentrópicas do compressor e da turbina conforme a seguir:

O trabalho da turbina por unidade de massa é

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = \eta_t\left(\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}}\right)_s$$

❶ onde η_t é a eficiência da turbina. O valor de $(\dot{W}_t/\dot{m})_s$ foi determinado na solução do Exemplo 9.3 como 706,9 kJ/kg. Logo,

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = 0{,}8(706{,}9) = 565{,}5 \text{ kJ/kg}$$

Para o compressor, o trabalho por unidade de massa é

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = \frac{(\dot{W}_c/\dot{m})_s}{\eta_c}$$

onde η_c é a eficiência do compressor. O valor de $(\dot{W}_c/\dot{m})_s$ foi determinado na solução do Exemplo 9.3 como 279,7 kJ/kg, logo

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = \frac{279{,}7}{0{,}8} = 349{,}6 \text{ kJ/kg}$$

A entalpia específica na saída do compressor, h_2, é necessária para avaliarmos o denominador da expressão da eficiência térmica. Essa entalpia pode ser determinada solucionando-se

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = h_2 - h_1$$

para obtermos

$$h_2 = h_1 + \dot{W}_c/\dot{m}$$

Inserindo os valores conhecidos,

$$h_2 = 300{,}19 + 349{,}6 = 649{,}8 \text{ kJ/kg}$$

A transferência de calor para o fluido de trabalho por unidade de massa escoando é então

$$\frac{\dot{Q}_{entrada}}{\dot{m}} = h_3 - h_2 = 1515{,}4 - 649{,}8 = 865{,}6 \text{ kJ/kg}$$

onde h_3 é da solução do Exemplo 9.3.

Finalmente, a eficiência térmica é

$$\eta = \frac{565{,}5 - 349{,}6}{865{,}6} = 0{,}249\ (24{,}9\%) \ \triangleleft$$

(b) A taxa de trabalho reverso (bwr) é

$$\text{bwr} = \frac{\dot{W}_c/\dot{m}}{\dot{W}_t/\dot{m}} = \frac{349{,}6}{565{,}5} = 0{,}618\ (61{,}8\%) \ \triangleleft$$

(c) A vazão mássica é a mesma que a do Exemplo 9.3. A potência líquida desenvolvida é então

❷
$$\dot{W}_{ciclo} = \left(5{,}807\,\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)(565{,}5 - 349{,}6)\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\left|\frac{1 \text{ kW}}{1 \text{ kJ/s}}\right| = 1254 \text{ kW} \ \triangleleft$$

❶ A solução para este exemplo com base no ciclo de ar frio padrão é deixada como exercício.

❷ As irreversibilidades no interior da turbina e no compressor têm um impacto significativo no desempenho das turbinas a gás. Isso é observado por comparação dos resultados deste exemplo com os do Exemplo 9.3. As irreversibilidades resultam em um aumento do trabalho de compressão e uma redução no trabalho de saída da turbina. A taxa de trabalho reverso aumenta significativamente e a eficiência térmica decresce consideravelmente.

9.6 Turbinas a Gás Regenerativas

A temperatura de saída de uma turbina a gás encontra-se normalmente bem acima da temperatura ambiente. Assim sendo, os gases quentes de exaustão têm um potencial de utilização que seria irremediavelmente perdido se fossem descarregados para a vizinhança. Um modo de utilizar esse potencial é por meio de um trocador de calor denominado ***regenerador***, o qual permite que o ar que sai do compressor seja *preaquecido* antes de entrar no combustor, reduzindo assim a quantidade de combustível a ser queimado no combustor.

regenerador

Um ciclo Brayton de ar padrão modificado para incluir um regenerador está ilustrado na Fig. 9.13. O regenerador mostrado é um trocador de calor de correntes contrárias, através do qual os gases quentes de exaustão da turbina e o ar resfriado que sai do compressor passam em direções opostas. Idealizando, não ocorre nenhuma perda de pressão por atrito em nenhuma das correntes. O gás da saída da turbina é resfriado do estado 4 para o estado y, enquanto o ar de saída do compressor é aquecido do estado 2 para o estado x. Dessa forma, a transferência de calor de uma fonte externa para o ciclo é necessária apenas para aumentar a temperatura do ar do estado x para o estado 3, em vez do estado 2 para o estado 3, como seria o caso sem regeneração. O calor adicionado por unidade de massa é fornecido por

$$\frac{\dot{Q}_{\text{entrada}}}{\dot{m}} = h_3 - h_x \tag{9.26}$$

O trabalho líquido desenvolvido por unidade de massa que escoa não é alterado pela inclusão de um regenerador. Então, uma vez que o calor adicionado é reduzido, a eficiência térmica aumenta.

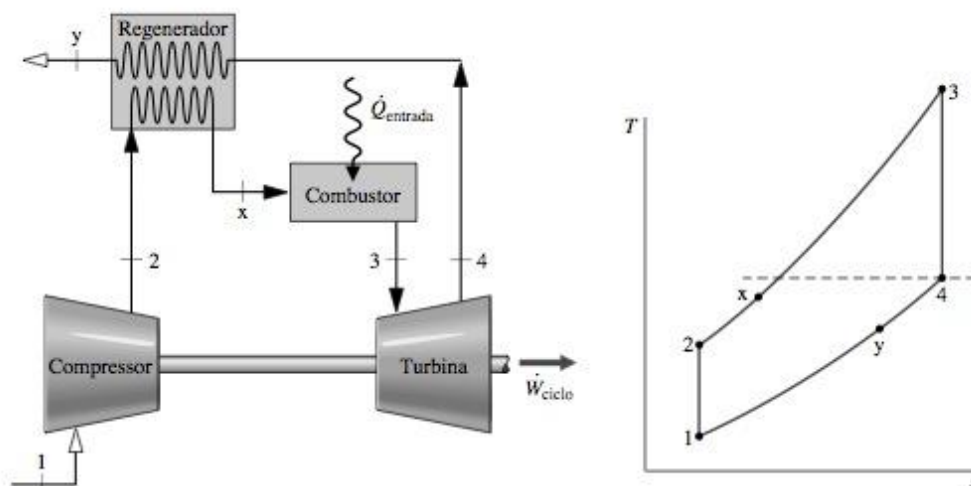



Figura 9.13 Ciclo de ar padrão de turbina a gás regenerativa.

Efetividade do Regenerador. Da Eq. 9.26 podemos concluir que a transferência de calor externa requerida por uma instalação de potência com turbina a gás decresce à medida que a entalpia específica h_x aumenta e, desse modo, à medida que a temperatura T_x aumenta. Evidentemente, há um incentivo em termos de economia de combustível para a escolha de um regenerador que forneça o maior valor prático para essa temperatura. Para considerar o valor *máximo* teórico para T_x, observe a Fig. 9.14*a*, que mostra variações típicas de temperatura das correntes quente e fria de um trocador de calor de correntes contrárias. Uma vez que uma diferença finita de temperatura entre as correntes é necessária para que a transferência de calor ocorra, a temperatura da corrente fria em cada posição, representada pela coordenada z, é menor do que a da corrente quente. Em particular, a temperatura da corrente fria, à medida que ela deixa o trocador de calor, é menor do que a temperatura da corrente quente que entra. Se a área da superfície de troca de calor fosse aumentada, fornecendo maior transferência de calor entre as duas correntes, haveria uma menor diferença de temperatura em cada posição. No caso limite de área infinita da superfície de troca de calor, a diferença de temperatura tenderia a zero em todas as posições, como ilustrado na Fig. 9.14*b*, e a transferência de calor se aproximaria da reversibilidade. Nesse limite, a temperatura de saída da corrente fria estaria próxima da temperatura de entrada da corrente quente. Logo, a maior temperatura possível que seria alcançada pela corrente fria é a temperatura de entrada dos gases quentes.

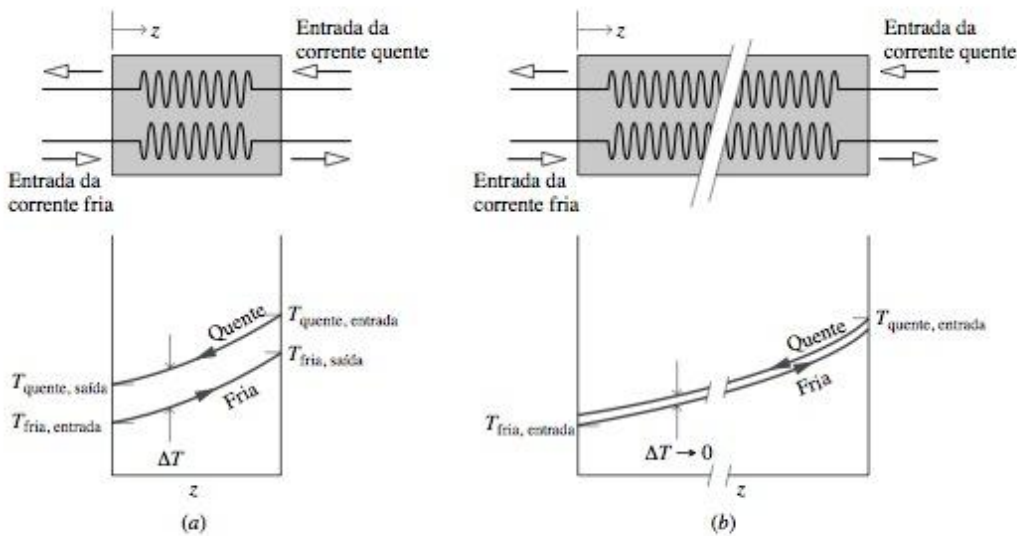



Figura 9.14 Distribuições de temperatura nos trocadores de calor de correntes contrárias. (*a*) Real. (*b*) Reversível.

Com relação novamente ao regenerador da Fig. 9.13, podemos concluir da discussão da Fig. 9.14 que o valor máximo teórico para a temperatura T_x é a temperatura de saída da turbina T_4, obtida se o regenerador estiver operando reversivelmente. A *efetividade do regenerador*, η_{reg}, é um parâmetro que mede o desvio de um regenerador real em relação a um regenerador ideal. Ela é definida como a razão entre o aumento da entalpia real do ar escoando através do lado do compressor do regenerador e o aumento máximo da entalpia teórica. Isto é, a ***efetividade do regenerador*** é

$$\eta_{reg} = \frac{h_x - h_2}{h_4 - h_2} \tag{9.27}$$

efetividade do regenerador

À medida que a transferência de calor se aproxima da reversibilidade, h_x se aproxima de h_4 e η_{reg} tende a um (100%).

Na prática, os valores da efetividade do regenerador variam de 60 a 80% e, então, a temperatura T_x do ar que sai do lado do compressor do regenerador está normalmente bem abaixo da temperatura de saída da turbina. Para aumentar a efetividade acima dessa faixa seria necessário aumentar a área de transferência de calor, resultando em custos com equipamento que anulam quaisquer vantagens da economia de combustível. Além disso, uma maior área de transferência de calor que seria exigida para uma maior efetividade pode resultar em uma queda de pressão por atrito significativa para o fluxo através do regenerador, afetando assim o desempenho global. A decisão de adicionar um regenerador é influenciada por considerações como essas e a decisão final é principalmente econômica. Para mais detalhes dessa discussão de trocadores de calor, veja a Seção 17.5.

No Exemplo 9.5, analisamos um ciclo Brayton de ar padrão com regeneração e exploramos o efeito sobre a eficiência térmica em função da efetividade térmica do regenerador.

Exemplo 9.5

Ciclo Brayton com Regeneração

Um regenerador é incorporado no Exemplo 9.3. (**a**) Determine a eficiência térmica para uma efetividade de 80% do regenerador. (**b**) Represente graficamente a eficiência térmica *versus* a efetividade do regenerador variando de 0 a 80%.

Solução

Dados: Uma turbina regenerativa a gás opera com ar como fluido de trabalho. O estado na entrada do compressor, a temperatura na entrada da turbina e a relação de compressão do compressor são conhecidos.

Determinar: Para uma efetividade do regenerador de 80%, determine a eficiência térmica. Represente também a eficiência térmica *versus* a efetividade do regenerador variando de 0 a 80%.

Esquema e Dados Fornecidos:

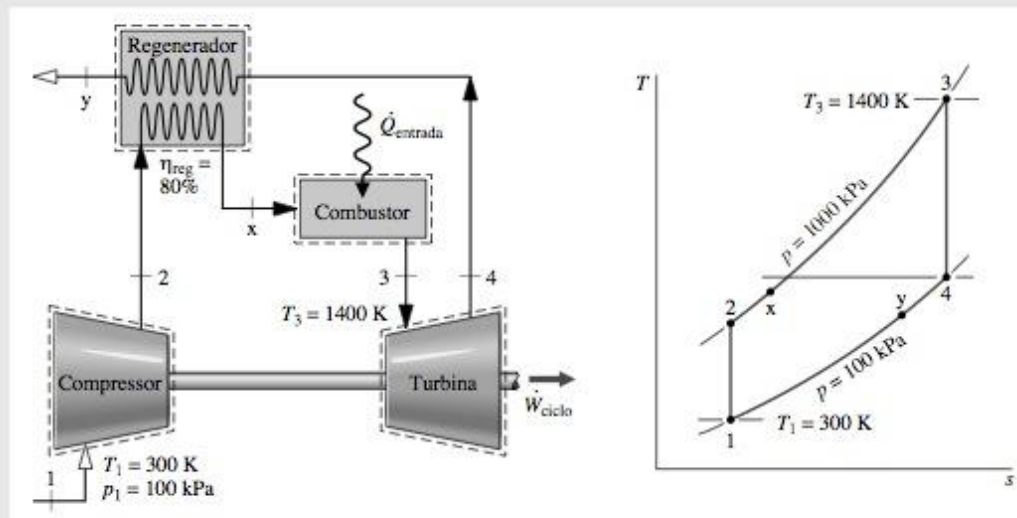



Figura E9.5

Hipóteses:

1. Cada componente é analisado como um volume de controle em regime permanente. Os volumes de controle são mostrados no esboço em anexo pelas linhas tracejadas.
2. Os processos do compressor e da turbina são isentrópicos.
3. Não há queda de pressão para o escoamento através dos trocadores.
4. A efetividade do regenerador no item (a) é de 80%.
5. Os efeitos das energias cinética e potencial são desprezados.
6. O fluido de trabalho é o ar modelado como gás ideal.

Propriedades: Os valores de entalpia específica nos estados numerados no diagrama *T-s* são os mesmos do Exemplo 9.3: h_1 = 300,19 kJ/kg, h_2 = 579,9 kJ/kg, h_3 = 1515,4 kJ/kg, h_4 = 808,5 kJ/kg.

Para determinar a entalpia específica h_x, a efetividade do regenerador é utilizada conforme a seguir. Por definição

$$\eta_{reg} = \frac{h_x - h_2}{h_4 - h_2}$$

Resolvendo para h_x,

$$h_x = \eta_{reg}(h_4 - h_2) + h_2$$
$$= (0{,}8)(808{,}5 - 579{,}9) + 579{,}9 = 762{,}8 \text{ kJ/kg}$$

Análise: **(a)** Com os valores de entalpia específica determinados acima, a eficiência térmica é

❶
$$\eta = \frac{(\dot{W}_t/\dot{m}) - (\dot{W}_c/\dot{m})}{(\dot{Q}_{entrada}/\dot{m})} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_x)}$$
$$= \frac{(1515{,}4 - 808{,}5) - (579{,}9 - 300{,}19)}{(1515{,}4 - 762{,}8)}$$

❷
$$= 0{,}568\ (56{,}8\%) \triangleleft$$

(b) Representação. (CD-ROM)

❶ Os valores de trabalho por unidade de massa escoando do compressor e da turbina não se alteram com a inclusão do regenerador. Então, a taxa de trabalho reverso e o trabalho líquido de saída não são afetados por essa modificação.

❷ Comparando a eficiência térmica presente com a determinada no Exemplo 9.3, torna-se evidente que a eficiência térmica pode ser aumentada significativamente através da regeneração.

9.7 Turbinas a Gás para a Propulsão de Aeronaves

As turbinas a gás são particularmente apropriadas para propulsão de aeronaves em função da sua relação favorável potência-peso. O ***motor turbojato*** é normalmente utilizado para essa finalidade. Conforme ilustrado na Fig. 9.15, esse tipo de motor consiste em três seções principais: o difusor, o gerador de gás e o bocal. O difusor colocado antes do compressor desacelera o ar que entra no motor. A queda de pressão conhecida como ***efeito de aríete*** está associada com essa desaceleração. A seção do gerador de gás consiste em um compressor, um combustor e uma turbina com as mesmas funções dos componentes correspondentes de uma instalação de potência com turbina a gás estacionária. Em um motor turbojato, porém, a potência de saída deve ser apenas suficiente para acionar o compressor e equipamento auxiliar. Os gases deixam a turbina a uma pressão significativamente maior do que a atmosférica e expandem-se através do bocal até uma velocidade alta antes de serem descarregados para o ambiente. A variação global na velocidade dos gases em relação ao motor resulta na força de propulsão, ou empuxo. Alguns motores turbojato são equipados com um ***pós-queimador***, conforme mostrado na Fig. 9.16. Este é essencialmente um dispositivo de reaquecimento, no qual uma quantidade adicional de combustível é injetada no gás que está deixando a turbina e queimada, produzindo uma temperatura maior na entrada do bocal superior à que poderia ser alcançada sem esse dispositivo. Como conseqüência, uma maior velocidade na saída do bocal é atingida, resultando em aumento do empuxo.

motor turbojato

efeito de aríete

pós-queimador

Análise de um Turbojato. O diagrama T-s dos processos em um motor turbojato ideal é mostrado na Fig. 9.15*b*. De acordo com as hipóteses de uma análise de ar padrão, o fluido de trabalho é modelado como um gás ideal. Os processos no difusor, compressor, na turbina e no bocal são isentrópicos e o combustor opera a pressão constante. O processo isentrópico a-1 mostra a elevação de pressão que ocorre no difusor conforme o ar desacelera ao passar através desse componente. O Processo 1-2 é uma compressão isentrópica. O Processo 2-3 é uma adição de calor a pressão constante. O Processo 3-4 é uma expansão isentrópica através da turbina durante a qual o trabalho é desenvolvido. O Processo 4-5 é uma expansão isentrópica através do bocal no qual o ar acelera e a pressão decresce. Como resultado das irreversibilidades em um motor real, haveria aumento na entropia específica através do difusor, compressor e bocal. Além disso, haveria uma queda de pressão através do combustor do motor real. Detalhes adicionais referentes ao escoamento através de bocais e difusores são fornecidos nas Seções 12.8-12.10.

Figura 9.15 Esquema de um motor turbojato e diagrama T-s ideal.

Em uma análise termodinâmica típica de um turbojato com base no ar padrão, as seguintes grandezas devem ser conhecidas: a velocidade na entrada do difusor, a relação de compressão e a temperatura de entrada na turbina. O objetivo da análise seria determinar a velocidade na saída do bocal. Uma vez que a velocidade na saída do bocal é determinada, o empuxo é determinado aplicando a segunda lei de Newton do movimento em uma forma apropriada para um volume de controle (Seção 12.2). Todos os princípios necessários para a análise termodinâmica de motores turbojato com base no ar padrão foram apresentados. O Exemplo 9.6 fornece uma ilustração.

Figura 9.16 Esquema de um motor turbojato com pós-queimador.

EXEMPLO 9.6

ANALISANDO UM MOTOR TURBOJATO

O ar entra em um motor turbojato a 11,8 lbf/in², 430°R e a uma velocidade de 620 milhas/h (909,3 ft/s). A relação de compressão através do compressor é 8. A temperatura na entrada da turbina é 2150°R e a pressão na saída do bocal é 11,8 lbf/in². O trabalho desenvolvido pela turbina é igual ao trabalho de entrada no compressor. Os processos no difusor, no bocal e na turbina são isentrópicos e não há queda de pressão para o escoamento através do combustor. Para operação em regime permanente, determine a velocidade na saída do bocal e a pressão em cada estado principal. Despreze a energia cinética na saída de todos os componentes, exceto no bocal, e despreze a energia potencial em todas as partes.

Solução

Dados: Um motor turbojato ideal opera em regime permanente. As condições de operação são especificadas.

Determinar: A velocidade na saída do bocal, em ft/s, e a pressão, em lbf/in², em cada estado principal.

Esquema e Dados Fornecidos:

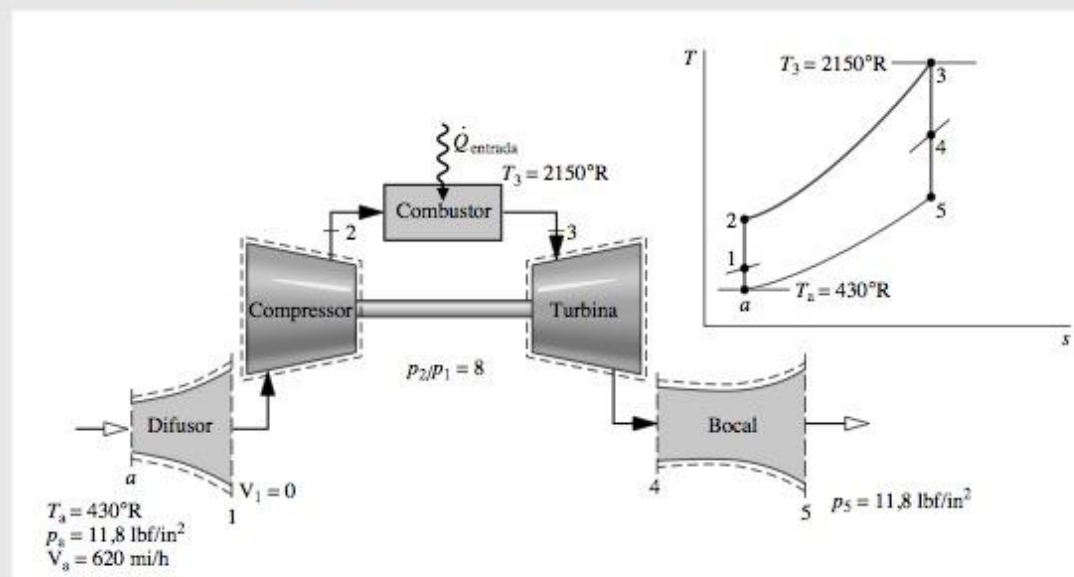



Figura E9.6

Hipóteses:

1. Cada componente é analisado como um volume de controle em regime permanente. Os volumes de controle são mostrados nos esboços anexos por linhas tracejadas.
2. Os processos no difusor, no compressor, na turbina e no bocal são isentrópicos.
3. Não há queda de pressão para o escoamento através do combustor.
4. O trabalho de saída da turbina é igual ao trabalho necessário para acionar o compressor.

5. Exceto na entrada e na saída do motor, os efeitos da energia cinética podem ser desprezados. Os efeitos da energia potencial são desprezados em todas as partes.
6. O fluido de trabalho é modelado como um gás ideal.

Análise: Para determinar a velocidade na saída do bocal, os balanços das taxas de massa e energia para um volume de controle englobando esse componente se reduz em regime permanente a

$$0 = \dot{Q}_{vc}^{\,0} - \dot{W}_{vc}^{\,0} + \dot{m}\left[(h_4 - h_5) + \left(\frac{V_4^{2\,0} - V_5^2}{2}\right) + g(z_4 - z_5^{\,0})\right]$$

onde $\dot{m}$ é a vazão mássica. A energia cinética na entrada é obtida pela consideração 5. Resolvendo para V_5,

$$V_5 = \sqrt{2(h_4 - h_5)}$$

Essa expressão requer valores para as entalpias específicas h_4 e h_5 na entrada e na saída do bocal, respectivamente. Com os parâmetros de operação especificados, a determinação dos valores dessas entalpias é efetuada pela análise de cada componente, iniciando com o difusor. A pressão para cada estado principal pode ser avaliada como parte da análise necessária para determinar as entalpias h_4 e h_5.

Os balanços das taxas de massa e energia para um volume de controle englobando o difusor se reduz a

$$h_1 = h_a + \frac{V_a^2}{2}$$

Com h_a da Tabela T-9E e o valor dado de V_a,

❶

$$\begin{aligned} h_1 &= 102{,}7 \text{ Btu/lb} + \left[\frac{(909{,}3)^2}{2}\right]\left(\frac{\text{ft}^2}{\text{s}^2}\right)\left|\frac{1 \text{ lbf}}{32{,}2 \text{ lb}\cdot\text{ft/s}^2}\right|\left|\frac{1 \text{ Btu}}{778 \text{ ft}\cdot\text{lbf}}\right| \\ &= 119{,}2 \text{ Btu/lb} \end{aligned}$$

Interpolando na Tabela T-9E, obtemos $p_{r1} = 1{,}051$. O escoamento através do difusor é isentrópico, portanto a pressão p_1 é

$$p_1 = \frac{p_{r1}}{p_{ra}} p_a$$

Com o valor de p_r da Tabela T-9E e o valor conhecido de p_a,

$$p_1 = \frac{1{,}051}{0{,}6268}(11{,}8 \text{ lbf/in}^2) = 19{,}79 \text{ lbf/in}^2 \triangleleft$$

Utilizando a relação de compressão dada do compressor, a pressão no estado 2 é $p_2 = 8(19{,}79 \text{ lbf/in}^2) = 158{,}3 \text{ lbf/in}^2$. ◁

O escoamento através do compressor também é isentrópico. Então

$$p_{r2} = p_{r1}\frac{p_2}{p_1} = 1{,}051(8) = 8{,}408$$

Interpolando na Tabela T-9E, obtemos $h_2 = 216{,}2$ Btu/lb.

Para o estado 3, a temperatura é dada como $T_3 = 2150°\text{R}$. Da Tabela T-9E, $h_3 = 546{,}54$ Btu/lb. Pela hipótese 3, $p_3 = p_2$. O trabalho desenvolvido pela turbina é necessário apenas para acionar o compressor (hipótese 4). Isto é,

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = \frac{\dot{W}_c}{\dot{m}}$$

ou

$$h_3 - h_4 = h_2 - h_1$$

Resolvendo para h_4,

$$\begin{aligned} h_4 &= h_3 + h_1 - h_2 = 546{,}54 + 119{,}2 - 216{,}2 \\ &= 449{,}5 \text{ Btu/lb} \end{aligned}$$

Interpolando na Tabela T-9E com h_4, obtemos $p_{r4} = 113{,}8$.

A expansão através da turbina é isentrópica, logo

$$p_4 = p_3 \frac{p_{r4}}{p_{r3}}$$

Com $p_3 = p_2$ e p_r, da Tabela T-9E

$$p_4 = (158{,}3 \text{ lbf/in}^2)\frac{113{,}8}{233{,}5} = 77{,}2 \text{ lbf/in}^2 \triangleleft$$

A expansão através do bocal é isentrópica para $p_5 = 11{,}8$ lbf/in². Então,

$$p_{r5} = p_{r4}\frac{p_5}{p_4} = (113{,}8)\frac{11{,}8}{77{,}2} = 17{,}39$$

Da Tabela T-9E, $h_5 = 265{,}8$ Btu/lb, que é o valor da entalpia específica remanescente necessário para determinar a velocidade na saída do bocal.

Utilizando os valores para h_4 e h_5 determinados anteriormente, a velocidade na saída do bocal é

❷
$$\begin{aligned} V_5 &= \sqrt{2(h_4 - h_5)} \\ &= \sqrt{2(449{,}5 - 265{,}8)\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}\left|\frac{32{,}2 \text{ lb}\cdot\text{ft/s}^2}{1 \text{ lbf}}\right|\left|\frac{778 \text{ ft}\cdot\text{lbf}}{1 \text{ Btu}}\right|} \\ &= 3034 \text{ ft/s } (2069 \text{ mi/h}) \triangleleft \end{aligned}$$

❶ Observe as conversões de unidades necessárias aqui e no cálculo de V_5 abaixo.

❷ O aumento na velocidade do ar conforme ele passa através do motor produz o empuxo produzido pelo motor. Uma análise detalhada das forças atuando no motor requer a segunda lei de Newton do movimento em uma forma apropriada para volumes de controle (veja Seção 12.2).

Outras aplicações. Outras aplicações associadas com a turbina a gás incluem os motores *turboélice e "turbofan"*. O motor turboélice mostrado na Fig. 9.17*a* consiste em uma turbina a gás na qual os gases expandem-se através da turbina para a pressão atmosférica. A potência líquida é transmitida para uma hélice que fornece empuxo para a aeronave. Os turboélices são dispositivos de propulsão eficiente para velocidades até cerca de 600 km/h (400 milhas/h). No turbofan, mostrado na Fig. 9.17*b*, o núcleo do motor é

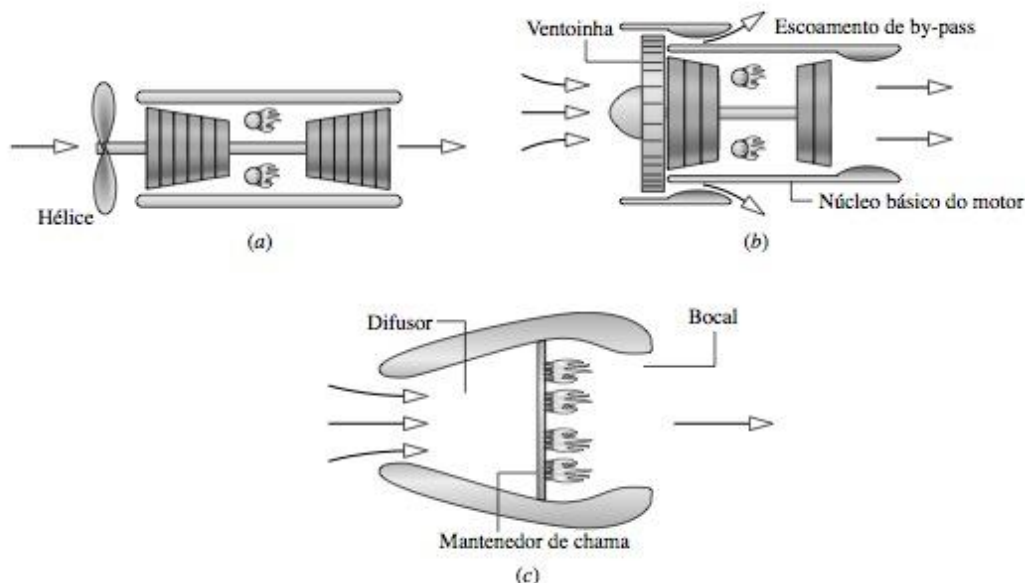



Figura 9.17 Outros exemplos de motores de aeronaves. (*a*) Turboélice. (*b*) Turbofan. (*c*) Estatorreator.

semelhante ao de um motor turbojato, e um certo empuxo é obtido pela expansão através do bocal. Entretanto, um conjunto de pás de grande diâmetro posicionado na frente do motor acelera o ar em torno do núcleo. Esse *escoamento de by-pass* fornece um empuxo adicional para a decolagem, enquanto o núcleo do motor fornece o empuxo principal para o vôo de cruzeiro. Os motores turbofan são normalmente utilizados em aeronaves comerciais com velocidades de vôo até cerca de 1000 km/h (600 milhas/h). Um tipo particularmente simples de motor conhecido como estatorreator é mostrado na Fig. 9.17*c*. Esse motor não utiliza nem compressor nem turbina. Uma elevação de pressão suficiente é obtida pela desaceleração do ar que entra em alta velocidade no difusor (*efeito aríete*). Para o estatorreator operar, no entanto, a aeronave já deve estar em vôo a alta velocidade. Os produtos da combustão saindo do combustor são expandidos através do bocal para produzir o empuxo.

Em cada um dos motores mencionados anteriormente, a combustão do combustível é mantida pelo ar proveniente da atmosfera, que é arrastado para o interior do motor. Para vôo de altitude muito elevada e viagem espacial, onde isto não é mais possível, devem ser empregados *foguetes*. Nessas aplicações, o combustível e o oxidante (como oxigênio líquido) são transportados a bordo da embarcação. O empuxo é desenvolvido quando os gases obtidos na combustão a elevada pressão são expandidos através do bocal e descarregados do foguete.

9.8 Resumo do Capítulo e Guia de Estudo

Estudamos neste capítulo a modelagem de motores de combustão interna e instalações de potência com turbinas a gás. A modelagem dos ciclos é baseada no uso de análises com ar padrão, onde o fluido de trabalho é o ar considerado como gás ideal.

Os processos nos motores de combustão interna são descritos em termos de dois ciclos de ar padrão: os ciclos Otto e Diesel, que diferem um do outro apenas pelo modo como o processo de adição de calor é modelado. Para esses ciclos, nós avaliamos o trabalho e as transferências de calor principais com dois parâmetros de desempenho importantes: a pressão média efetiva e a eficiência térmica. O efeito da variação da taxa de compressão no desempenho do ciclo também foi investigado.

O desempenho de instalações de potência simples com turbina a gás é descrito em termos do ciclo Brayton de ar padrão. Para esse ciclo, avaliamos o trabalho e as transferências de calor principais com dois parâmetros importantes: a razão de trabalho reverso e a eficiência térmica. Também consideramos os efeitos das irreversibilidades e da variação da relação de compressão do compressor sobre o desempenho. A turbina a gás com regenerador também foi discutida.

A lista de termos na margem fornece um guia de estudo para este capítulo. Quando seu estudo do texto e os exercícios no fim do capítulo estiverem completados você deve ser capaz de:

- descrever o significado dos termos listados nas margens ao longo do capítulo e entender cada um dos conceitos relacionados. O subconjunto de termos-chave listado aqui na margem é particularmente importante;
- esboçar os diagramas p-v e T-s dos ciclos Otto e Diesel. Aplicar o balanço de energia para sistemas fechados e a segunda lei com os dados de propriedades para determinar o desempenho desses ciclos, incluindo a pressão média efetiva, a eficiência térmica e os efeitos da variação da taxa de compressão;
- esboçar esquematicamente os diagramas relativos aos problemas e os diagramas T-s relativos ao ciclo Brayton e da turbina a gás regenerativa. Em cada caso, estar apto a aplicar os balanços de massa e energia, a segunda lei e os dados de propriedades para determinar o desempenho do ciclo de potência com turbina a gás, incluindo a eficiência térmica, a razão de trabalho reverso, a potência líquida de saída e os efeitos da variação da relação da compressão do compressor.

pressão média efetiva
análise de ar padrão
ciclo Otto
ciclo Diesel
ciclo Brayton
efetividade do regenerador

PROBLEMAS

Ciclo Otto

9.1 Um ciclo Otto de ar padrão tem uma taxa de compressão de 8,5. No início da compressão, $p_1 = 100$ kPa e $T_1 = 300$ K. A adição de calor por unidade de massa de ar é 1400 kJ/kg. Determine:

(a) o trabalho líquido em kJ por kg de ar.
(b) a eficiência térmica do ciclo.
(c) a pressão média efetiva, em kPa.
(d) a temperatura máxima do ciclo, em K.

9.2 Resolva o Problema 9.1 baseado em um ciclo de ar frio padrão com os calores específicos avaliados a 300 K.

9.3 No início do processo de compressão de um ciclo Otto de ar padrão, $p_1 = 1$ bar e $T_1 = 290$ K, $V_1 = 400$ cm^3. A temperatura máxima do ciclo é 2200 K e a taxa de compressão é 8. Determine:

(a) a adição de calor, em kJ.
(b) o calor líquido, em kJ.
(c) a eficiência térmica.
(d) a pressão média efetiva, em bar.

9.4 (CD-ROM)

9.5 Resolva o Problema 9.3 baseado em um ciclo de ar frio padrão com os calores específicos avaliados a 300 K.

9.6 Considere o ciclo do Problema 9.3 como um modelo de processo em cada cilindro de um motor de ignição por centelha. Se o motor tem quatro cilindros e o ciclo é repetido 1200 vezes por minuto em cada cilindro, determine a potência líquida de saída, em kW.

9.7 Um ciclo Otto de ar padrão possui uma taxa de compressão de 6, e a temperatura e a pressão no início do processo de compressão são 520°R e 14,2 lbf/in^2, respectivamente. A adição de calor por unidade de massa de ar é 600 Btu/lb. Determine:

(a) a temperatura máxima em °R.
(b) a pressão máxima, em lbf/in^2.
(c) a eficiência térmica.

9.8 Resolva o Problema 9.7 baseado em um ciclo de ar frio padrão com os calores específicos avaliados a 520°R.

9.9 (CD-ROM)

9.10 (CD-ROM)

9.11 Um ciclo Otto de ar padrão possui uma taxa de compressão de 9. No início da compressão, $p_1 = 95$ kPa e $T_1 = 37$°C. A massa de ar é 3 g e a temperatura máxima no ciclo é 1020 K. Determine:

(a) a rejeição de calor, em kJ.
(b) o trabalho líquido, em kJ.
(c) a eficiência térmica.
(d) a pressão média efetiva, em kPa.

9.12 A taxa de compressão de um ciclo Otto de ar frio padrão é 8. Ao fim do processo de expansão, a pressão é 90 lbf/in^2 e a temperatura é 900°R. A rejeição de calor do ciclo é 70 Btu por lb de ar. Admitindo $k = 1{,}4$, determine:

(a) o trabalho líquido, em Btu por lb de ar.
(b) a eficiência térmica.
(c) a pressão média efetiva, em lbf/in^2.

9.13 (CD-ROM)

9.14 Um motor de combustão interna de quatro cilindros e quatro tempos tem um diâmetro de 3,75 in e um curso de 3,45 in. O volume da câmara de combustão é 17% do volume do cilindro considerado a partir do ponto morto inferior, e o eixo de manivela gira a 2600 RPM. Os processos em cada cilindro são modelados como um ciclo Otto de ar padrão com uma pressão de 14,6 lbf/in^2 e uma temperatura de 60°F no início da compressão. A temperatura máxima no ciclo é 5200°R. Baseado nesse modelo, calcule o trabalho líquido por ciclo, em Btu, e a potência desenvolvida pelo motor, em hp.

9.15 (CD-ROM)

9.16 (CD-ROM)

CICLO DIESEL

9.17 A pressão e a temperatura no início da compressão de um ciclo Diesel de ar padrão são 95 kPa e 290 K, respectivamente. Ao fim da adição de calor, a pressão é 6,5 MPa e a temperatura é 2000 K. Determine:

(a) a taxa de compressão.
(b) a razão de corte.
(c) a eficiência térmica do ciclo.
(d) a pressão média efetiva, em kPa.

9.18 Resolva o Problema 9.17 baseado em um ciclo de ar frio padrão com os calores específicos avaliados a 300 K.

9.19 A taxa de compressão de um ciclo Diesel de ar padrão é 17 e as condições no início da compressão são $p_1 = 14{,}0$ lbf/in^2, $V_1 = 2$ ft^3 e $T_1 = 520$°R. A temperatura máxima no ciclo é 4000°R. Calcule:

(a) o trabalho líquido para o ciclo, em Btu.
(b) a eficiência térmica.
(c) a pressão média efetiva, em lbf/in^2.
(d) a razão de corte.

9.20 Resolva o Problema 9.19 baseado em um ciclo de ar frio padrão com os calores específicos avaliados a 520°R.

9.21 As condições no início da compressão em um ciclo Diesel de ar padrão são fixadas por $p_1 = 200$ kPa, $T_1 = 380$ K. A taxa de compressão é 20 e a adição de calor por unidade de massa é 900 kJ/kg. Determine:

(a) a temperatura máxima em K.
(b) a razão de corte.
(c) o trabalho líquido por unidade de massa de ar, em kJ/kg.
(d) a eficiência térmica.
(e) a pressão média efetiva, em kPa.

9.22 Um ciclo Diesel de ar padrão tem uma taxa de compressão de 16 e uma razão de corte de 2. No início da compressão, $p_1 = 14{,}2$ lbf/in^2, $V_1 = 0{,}5$ ft^3 e $T_1 = 520$°R. Calcule:

(a) o calor adicionado, em Btu.
(b) a temperatura máxima no ciclo, em °R.
(c) a eficiência térmica.
(d) a pressão média efetiva, em lbf/in^2.

9.23 O volume da cilindrada de um motor de combustão interna é de 3 litros. Os processos em cada cilindro de um motor são modelados como um ciclo Diesel de ar padrão com uma razão de expansão de 2,5. O estado do ar no início da compressão é fixado por $p_1 = 95$ kPa, $T_1 = 22$°C e $V_1 = 3{,}2$ litros. Determine o trabalho líquido por ciclo, em kJ, a potência desenvolvida pelo motor, em kW, e a eficiência térmica, se o ciclo é executado 2000 vezes por minuto.

9.24 O estado no início da compressão em um ciclo Diesel de ar padrão é fixado por $p_1 = 100$ kPa, $T_1 = 310$ K. A taxa de compressão é 15. Para uma razão de corte de 1,5, determine

(a) a temperatura máxima, em K.
(b) a pressão ao fim da expansão, em kPa.
(c) o trabalho líquido por unidade de massa de ar, em kJ/kg.
(d) a eficiência térmica.

9.25 Um ciclo Diesel de ar padrão tem uma temperatura máxima de 1800 K. No início da compressão, $p_1 = 95$ kPa, $T_1 = 300$ K. A massa de ar é 12 g. Para uma taxa de compressão de 15, determine:
- **(a)** o trabalho líquido do ciclo, em kJ.
- **(b)** a eficiência térmica.
- **(c)** a pressão média efetiva em kPa.

9.26 No início da compressão em um ciclo Diesel de ar padrão, $p_1 = 95$ kPa, $V_1 = 0{,}016$ m^3 e $T_1 = 290$ K. A taxa de compressão é 15 e a temperatura máxima do ciclo é 1290 K. Determine:
- **(a)** a massa de ar, em kg.
- **(b)** a adição de calor e a rejeição de calor por ciclo, em kJ.
- **(c)** o trabalho líquido, em kJ, e a eficiência térmica.

9.27 (CD-ROM)

Ciclo Brayton

9.28 Ar entra em um compressor de ciclo Brayton ideal de ar a 100 kPa, 300 K, com uma vazão volumétrica de 5 m^3/s. A relação de compressão do compressor é 10. Para uma temperatura de entrada na turbina de 1000 K, determine:
- **(a)** a eficiência térmica do ciclo.
- **(b)** a taxa de trabalho reverso.
- **(c)** a potência líquida desenvolvida, em kw.

9.29 Ar entra no compressor de um ciclo Brayton de ar ideal padrão a 100 kPa, 300 K, com uma vazão volumétrica de 5 m^3/s. A temperatura na entrada da turbina é 1400 K. Para uma relação de compressão do compressor de 8, determine
- **(a)** a eficiência térmica do ciclo.
- **(b)** a taxa de trabalho reverso.
- **(c)** a potência líquida desenvolvida, em kw.

9.30 A taxa de adição de calor para um ciclo Brayton de ar padrão ideal é $5{,}2 \times 10^8$ Btu/h. A relação de compressão para o ciclo é 12 e as temperaturas mínima e máxima são 520°R e 2800°R, respectivamente. Determine:
- **(a)** a eficiência térmica do ciclo.
- **(b)** a vazão mássica de ar, em lb/h.
- **(c)** a potência líquida desenvolvida pelo ciclo, em btu/h.

9.31 Resolva o Problema 9.30 baseado em um ciclo de ar frio padrão com os calores específicos avaliados a 520°R.

9.32 (CD-ROM)

9.33 (CD-ROM)

9.34 O compressor e a turbina de uma turbina simples a gás possuem eficiências isentrópicas de 90%. A relação de compressão do compressor é 12. As temperaturas mínima e máxima são 290 K e 1400 K, respectivamente. Baseado na análise de ar padrão, compare os resultados **(a)** do trabalho líquido por unidade de massa de ar escoando, em kJ/kg, **(b)** do calor rejeitado por unidade de massa de ar escoando, em kJ/kg e **(c)** da eficiência térmica para as mesmas grandezas avaliadas para um ciclo ideal.

9.35 Ar entra no compressor de uma turbina simples a gás a $p_1 = 14$ lbf/in^2 e $T_1 = 520$°R. Os rendimentos isentrópicos do compressor e turbina são 83 e 87%, respectivamente. A relação de compressão do compressor é 14 e a temperatura na entrada da turbina é 2500°R. A potência líquida desenvolvida é 5×10^6 Btu/h. Baseado na análise do de ar padrão, determine:
- **(a)** a vazão volumétrica de ar entrando no compressor, em ft^3/min.
- **(b)** as temperaturas na saída do compressor e da turbina, em °R.
- **(c)** a eficiência térmica do ciclo.

9.36 Resolva o Problema 9.35 baseado em um ar frio padrão com os calores específicos avaliados a 520°R.

Turbina a Gás Regenerativa

9.37 Reconsidere o Problema 9.34, mas inclua um regenerador no ciclo. Para uma efetividade do regenerador de 80%, determine:
- **(a)** a adição de calor por unidade de massa de ar circulando, em kJ/kg.
- **(b)** a eficiência térmica.

9.38 Reconsidere o Problema 9.35, mas inclua um regenerador no ciclo. Para uma efetividade do regenerador de 78%, determine:
- **(a)** a eficiência térmica.
- **(b)** o decréscimo percentual na adição de calor para o ar.

9.39 Um ciclo Brayton de ar padrão tem uma relação de compressão de 10. O ar entra no compressor a $p_1 = 14{,}7$ lbf/in^2 e $T_1 = 70$°R, com uma vazão mássica de 90.000 lb/h. A temperatura na entrada da turbina é 2200°R. Calcule a eficiência térmica e a potência líquida desenvolvida, em hp, se
- **(a)** as eficiências isentrópicas da turbina e do compressor são 100%, respectivamente.
- **(b)** as eficiências isentrópicas da turbina e do compressor são 88 e 84%, respectivamente.
- **(c)** as eficiências isentrópicas da turbina e do compressor são 88 e 84%, respectivamente, e um regenerador com uma efetividade de 80% for incorporado.

9.40 Ar entra no compressor de uma turbina a gás regenerativa com uma vazão volumétrica de $1{,}4 \times 10^5$ ft^3/min a 14 lbf/in^2, 540°R e é comprimido para 70 lbf/in^2. O ar passa então através de um regenerador e sai a 1060°R. A temperatura na entrada da turbina é 1540°R. O compressor e a turbina têm uma eficiência isentrópica de 80%. Utilizando uma análise do ar padrão, calcule:
- **(a)** a eficiência térmica do ciclo.
- **(b)** a efetividade do regenerador.
- **(c)** a potência líquida de saída, em Btu/h.

9.41 (CD-ROM)

Turbinas a Gás e Propulsão de Aeronaves

9.42 (CD-ROM)

9.43 (CD-ROM)

9.44 (CD-ROM)

9.45 (CD-ROM)

9.46 (CD-ROM)

9.47 (CD-ROM)

Aplicações Psicrométricas

Introdução...

objetivo do capítulo

O ***objetivo*** deste capítulo é estudar sistemas que envolvem misturas de ar seco e de vapor d'água. Uma fase líquida de água também pode estar presente. O conhecimento do comportamento desses sistemas é essencial para a análise e o projeto de sistemas de ar condicionado, torres de arrefecimento e processos industriais que necessitem de um controle rigoroso do conteúdo de vapor no ar. O estudo de sistemas envolvendo ar seco e água é conhecido como ***psicrometria.***

psicrometria

10.1 Introdução aos Princípios Psicrométricos

O objetivo desta seção é apresentar algumas definições e princípios importantes utilizados nos sistemas envolvendo ar seco e água.

10.1.1 Ar Úmido

ar úmido

O termo ***ar úmido*** refere-se a uma mistura de ar seco e vapor d'água na qual o ar seco é tratado como se fosse um componente puro. Como pode ser verificado pela consulta a dados de propriedades apropriados, a mistura total e cada componente da mistura se comportam como gases ideais nos estados aqui considerados.

A Fig. 10.1 mostra um sistema que consiste em ar úmido ocupando um volume V à pressão de mistura p e à temperatura de mistura T. Admite-se que a mistura total obedece à equação dos gases ideais. Então,

$$p = \frac{n\bar{R}T}{V} = \frac{m(\bar{R}/M)T}{V} \tag{10.1}$$

onde n, m e M representam o número de mols, a massa e o peso molecular da mistura, respectivamente, e $n = m/M$ (Eq. 2.10) é utilizado para relacionar a massa molar e a massa da mistura. Cada componente da mistura é considerado como se ele existisse sozinho no volume V à temperatura da mistura T exercendo uma parcela da pressão. Isso é conhecido como ***modelo de Dalton***.

modelo de Dalton

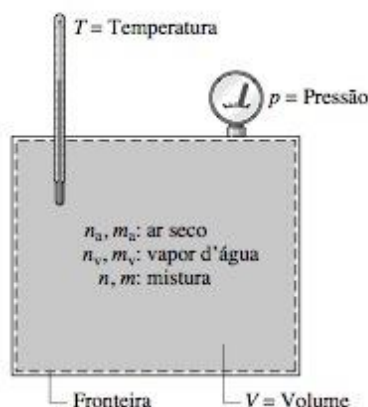



Figura 10.1 Mistura de ar seco e vapor d'água.

Segue-se que a pressão da mistura é a soma das ***pressões parciais*** do ar seco e do vapor d'água: $p = p_a + p_v$. Utilizando a equação de estado do gás ideal, as pressões parciais p_a e p_v do ar seco e do vapor d'água são, respectivamente,

pressão parcial

$$p_a = \frac{n_a\bar{R}T}{V} = \frac{m_a(\bar{R}/M_a)T}{V}, \qquad p_v = \frac{n_v\bar{R}T}{V} = \frac{m_v(\bar{R}/M_v)T}{V} \tag{10.2}$$

onde n_a e n_v representam os mols de ar seco e de vapor d'água, respectivamente; m_a, m_v, M_a e M_v são, respectivamente, as massas e os pesos moleculares. A quantidade de vapor d'água presente é normalmente muito inferior à quantidade de ar seco. Assim sendo, os valores de n_v, m_v e p_v são relativamente inferiores aos valores correspondentes de n_a, m_a e p_a.

As pressões parciais podem ser calculadas de forma alternativa como a seguir: utilizando as Eqs. 10.1 e 10.2 para formar a razão p_v/p

$$\frac{p_v}{p} = \frac{n_v\bar{R}T/V}{n\bar{R}T/V} = \frac{n_v}{n} = y_v$$

temos

$$p_v = y_v p \tag{10.3}$$

onde y_v $(= n_v/n)$ é a *fração molar* do vapor d'água na mistura de ar seco e vapor d'água. Analogamente, $p_a = y_a p$, onde y_a é a fração molar de ar seco na mistura.

Um estado típico de vapor d'água em ar úmido é mostrado na Fig. 10.2. Neste estado, determinado pela pressão parcial p_v e pela temperatura da mistura T, o vapor é superaquecido. Quando a pressão parcial do vapor d'água corresponde à pressão de saturação da água na temperatura da mistura, p_g da Fig. 10.2, a mistura é dita *saturada*. ***Ar saturado*** é uma mistura de ar seco e vapor d'água saturado. A quantidade de vapor d'água no ar úmido varia de zero, para o ar seco, a um máximo, dependendo da pressão e da temperatura, quando a mistura é saturada.

ar saturado

10.1.2 UMIDADE, UMIDADE RELATIVA E ENTALPIA DE MISTURA

A composição de uma dada amostra de ar úmido pode ser descrita de diversas maneiras. Uma forma importante para as aplicações subseqüentes é a ***umidade*** $\boldsymbol{\omega}$, definida como a razão entre a massa de vapor d'água e a massa de ar seco.

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \tag{10.4}$$

umidade

A umidade é algumas vezes chamada de *umidade específica*.

A umidade pode ser expressa em função das pressões parciais e pesos moleculares pela resolução das Eqs. 10.2 para m_a e m_v, respectivamente, e substituindo as expressões resultantes na Eq. 10.4 para obter

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{M_v p_v V/\bar{R}T}{M_a p_a V/\bar{R}T} = \frac{M_v p_v}{M_a p_a}$$

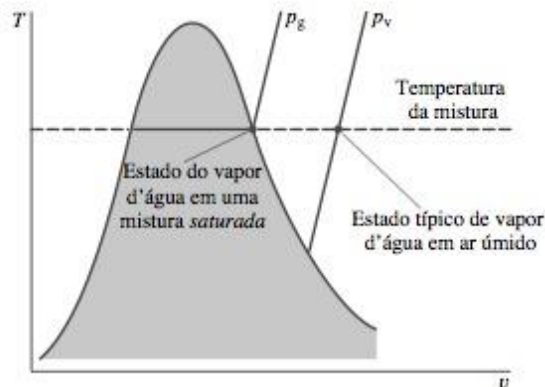



Figura 10.2 Diagrama T–v para o vapor d'água em uma mistura de vapor d'água em ar.

Introduzindo $p_a = p - p_v$ e observando que a razão do peso molecular da água para o ar seco é aproximadamente 0,622, essa expressão pode ser escrita como

$$\omega = 0{,}622 \frac{p_v}{p - p_v} \tag{10.5}$$

A composição do ar úmido também pode ser descrita em termos da ***umidade relativa*** $\boldsymbol{\phi}$, dada por

umidade relativa

$$\phi = \left.\frac{p_v}{p_g}\right)_{T,p} \tag{10.6}$$

As pressões nessa expressão para a umidade relativa estão representadas na Fig. 10.2.

A umidade e a umidade relativa podem ser medidas. Para medidas da umidade em laboratório, pode ser utilizado um *higrômetro* no qual uma amostra de ar úmido é exposta a reagentes químicos apropriados até que a umidade presente seja absorvida. A quantidade de vapor d'água é determinada pesando os reagentes químicos. Registros contínuos da umidade relativa podem ser obtidos por meio de transdutores compostos de sensores do tipo resistivo ou capacitivo cujas características elétricas se alteram com a umidade relativa.

Calculando H e U. Os valores de H e U para o ar úmido modelado como uma mistura ideal de gases podem ser encontrados adicionando a contribuição de cada componente na condição para a qual o componente existe na mistura. Por exemplo, a entalpia H de uma dada amostra de ar úmido é

$$H = H_a + H_v = m_a h_a + m_v h_v$$

Dividindo por m_a e introduzindo a umidade obtemos a ***entalpia de mistura*** *por unidade de massa de ar seco*

entalpia de mistura

$$\frac{H}{m_a} = h_a + \frac{m_v}{m_a} h_v = h_a + \omega h_v \tag{10.7}$$

As entalpias do ar seco e do vapor d'água que aparecem na Eq. 10.7 são avaliadas na temperatura da mistura. Uma abordagem semelhante a esta para a entalpia também se aplica para a avaliação da energia interna da mistura de ar.

Uma consulta aos dados de tabelas de vapor ou a um diagrama de Mollier para a água mostra que a entalpia de vapor d'água superaquecido a baixas pressões se aproxima significativamente do valor dado pela entalpia do vapor saturado correspondente à temperatura dada. Logo, a entalpia do vapor d'água h_v na Eq. 10.7 pode ser tomada como sendo h_g à temperatura da mistura. Isto é,

$$h_v \approx h_g(T) \tag{10.8}$$

Essa abordagem é utilizada no restante do capítulo. Dados da entalpia para vapor d'água considerado como gás ideal da Tabela T-11 não *são utilizados* para h_v uma vez que o valor de referência de entalpia das tabelas de gás ideal é diferente daquele das tabelas de vapor. Esta diferença de valores de referência pode levar a erros quando do estudo de sistemas que contenham tanto vapor d'água quanto fases líquida ou sólida de água. A entalpia do ar seco, h_a, pode ser obtida da tabela apropriada de gás ideal, Tabela T-9 ou Tabela T-9E, uma vez que o ar se mantém em uma fase gasosa para todos os estados aqui considerados e é modelado aproximadamente como gás ideal.

Utilizando Programas de Computador. Algumas funções de propriedades para ar úmido estão listadas no menu **Properties** do *Interactive Thermodynamics: IT*. Estão incluídas funções para a umidade, umidade relativa, entalpia específica e entropia, como também para outras propriedades psicrométricas a serem apresentadas. Os métodos utilizados para a avaliação dessas funções correspondem aos métodos discutidos neste capítulo e os valores fornecidos pelo programa computacional são aproximadamente iguais aos obtidos através de cálculos manuais com dados tabelados. O uso do *IT* para avaliações psicrométricas é ilustrado adiante neste capítulo.

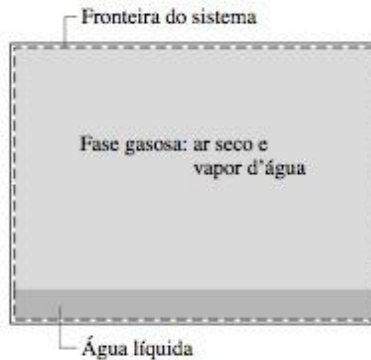



Figura 10.3 Sistema constituído de ar úmido em contato com água líquida.

10.1.3 Modelando Ar Úmido em Equilíbrio com Água Líquida

Até agora, nosso estudo de psicrometria tem considerado apenas ar úmido. Entretanto, muitos sistemas de interesse são compostos de uma mistura de ar seco e vapor d'água em contato com água na fase líquida. Estudar esses sistemas requer considerações adicionais.

A Fig. 10.3 representa um vaso contendo água líquida, acima da qual existe uma mistura de vapor d'água e ar seco. Se não houver nenhuma interação com a vizinhança, o líquido evaporará até que finalmente a fase gasosa se torne saturada e o sistema atinja um estado de equilíbrio. Para muitas aplicações em engenharia, sistemas compostos de ar úmido em *equilíbrio* com água na fase líquida podem ser descritos de forma simples e precisa com as seguintes idealizações: (1) O ar seco e o vapor d'água se comportam como gases ideais e independentes. (2) O equilíbrio entre a fase líquida e a de vapor d'água não é perturbado significativamente pela presença do ar. Dessa forma, a pressão parcial de vapor d'água é igual à pressão de saturação da água correspondente à temperatura da mistura: $p_v = p_g(T)$.

10.2 Avaliando a Temperatura do Ponto de Orvalho

Um aspecto significativo do comportamento do ar úmido é que pode ocorrer condensação parcial do vapor d'água quando a temperatura é reduzida. Esse tipo de fenômeno é comumente encontrado na condensação do vapor nas vidraças das janelas no inverno e em dutos transportando água fria. A formação de orvalho sobre o gramado é outro exemplo comum. Para o estudo deste fenômeno, considere um sistema constituído de uma amostra de ar úmido que é resfriado a uma pressão *constante*, conforme mostrado na Fig. 10.4. O diagrama de propriedade mostrado nesta figura localiza os estados do vapor d'água. Inicialmente, o vapor d'água encontra-se superaquecido no estado 1. Na primeira parte do processo de resfriamento, *tanto* a pressão do sistema *quanto* a composição de ar úmido permanecem constantes. Dessa forma, como $p_v = y_v p$, a *pressão parcial* do vapor d'água permaneceria constante e o vapor d'água resfriaria a p_v constante do estado 1 até o estado d, denominado ***ponto de orvalho***. Essa temperatura está assinalada na Fig. 10.4.

temperatura do ponto de orvalho

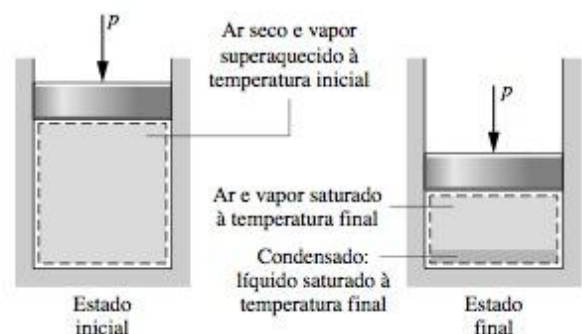
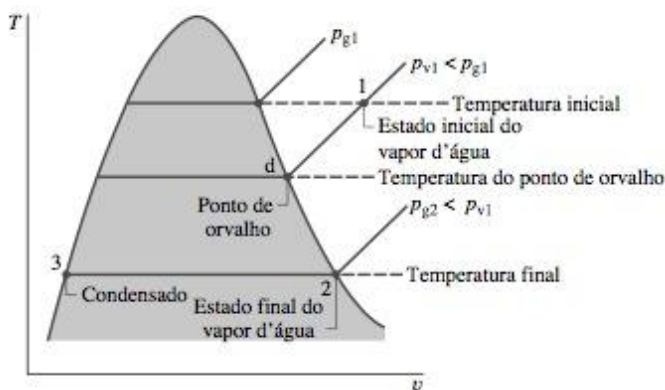



Figura 10.4 Estados da água para ar úmido resfriado à pressão de mistura constante.

Na parte seguinte do processo de resfriamento, o sistema seria resfriado *abaixo* da temperatura do ponto de *orvalho* e parte do vapor d'água inicialmente presente condensaria. No estado final, o sistema consistiria em uma fase gasosa de ar seco e vapor d'água em equilíbrio com a água na fase líquida. O vapor remanescente pode ser considerado saturado à temperatura final, estado 2 da Fig. 10.4, com uma pressão parcial igual à pressão de saturação p_{g2} correspondente a essa temperatura. O condensado seria um líquido saturado na temperatura final, estado 3 da Fig. 10.4. Observe que a pressão parcial do vapor d'água no estado final, p_{g2}, é inferior ao valor inicial, p_{v1}. A pressão parcial decresce porque a quantidade de vapor d'água presente no estado final é inferior à do estado inicial uma vez que ocorre condensação.

No próximo exemplo, mostramos o uso de propriedades psicrométricas apresentadas até aqui. O exemplo considera o resfriamento de ar úmido a pressão constante.

Exemplo 10.1

Resfriando Ar úmido a Pressão Constante

Uma amostra de 1 lb de ar úmido inicialmente a 70°F, 14,7 lbf/in² e 70% de umidade relativa é resfriada até 40°F com a pressão mantida constante. Determinar **(a)** a umidade inicial, **(b)** a temperatura do ponto de orvalho, em °F e **(c)** a quantidade de vapor d'água que se condensa, em lb.

Solução

Dados: Uma amostra de 1 lb de ar úmido é resfriada a uma pressão constante de mistura igual a 14,7 lbf/in² de 70 para 40°F. A umidade relativa inicial é de 70%.

Determinar: A umidade relativa inicial, a temperatura do ponto de orvalho em °F, e a quantidade de vapor d'água que é condensado em lb.

Esquema e Dados Fornecidos:

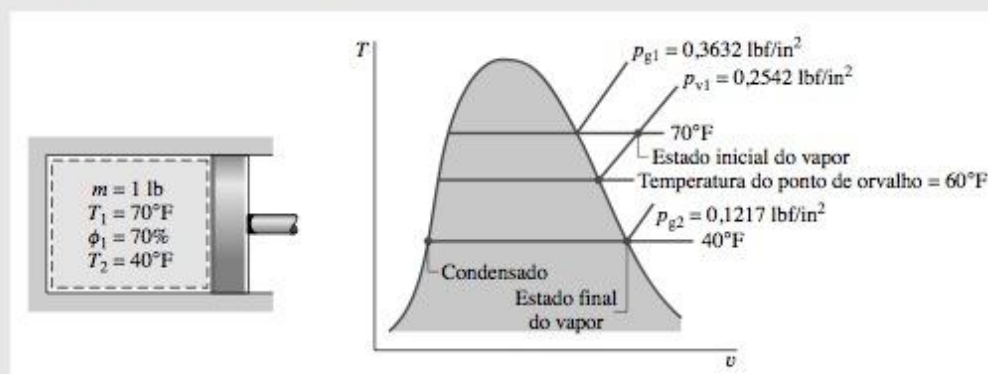



Figura E10.1

Hipóteses:

1. A amostra de 1 lb de ar úmido é considerada como o sistema fechado. A pressão do sistema permanece constante em 14,7 lbf/in².
2. A fase gasosa pode ser tratada como uma mistura de gases ideais. Cada componente da mistura se comporta como um gás ideal que ocupa individualmente o volume que é ocupado pela fase gasosa na mesma temperatura da mistura.
3. Quando uma fase de água líquida está presente, o vapor d'água se apresenta como vapor saturado à temperatura do sistema. O líquido presente se encontra como líquido saturado à temperatura do sistema.

Análise: **(a)** A umidade inicial pode ser avaliada a partir da Eq. 10.5. Isso requer a pressão parcial do vapor d'água, p_{v1}, que pode ser encontrada a partir da umidade relativa dada e de p_g a partir da Tabela T-2E para 70°F, como descrito a seguir

$$p_{v1} = \phi p_g = (0{,}7)\left(0{,}3632\ \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}\right) = 0{,}2542\ \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}$$

Inserindo os valores na Eq. 10.5,

$$\omega_1 = 0{,}622\left(\frac{0{,}2542}{14{,}7 - 0{,}2542}\right) = 0{,}011\ \frac{\text{lb(vapor)}}{\text{lb(ar seco)}} \triangleleft$$

(b) A temperatura do ponto de orvalho é a temperatura de saturação correspondente à pressão parcial p_{v1}. A interpolação na Tabela T-2E fornece $T = 60°F$. A temperatura do ponto de orvalho é assinalada no diagrama de propriedades mostrado na Fig. E10.1. ◁

(c) A quantidade de condensado, m_w, igual à diferença entre a quantidade inicial de vapor d'água na amostra m_{v1}, e a quantidade final de vapor d'água m_{v2}. Isto é,

$$m_w = m_{v1} - m_{v2}$$

Para avaliar m_{v1}, observe que o sistema inicialmente consiste em 1 lb de ar seco e vapor d'água, logo $1 \text{ lb} = m_a + m_{v1}$, onde m_a é a massa de ar seco presente na amostra. Como $\omega_1 = m_{v1}/m_a$, $m_a = m_{v1}/\omega_1$. Com esses valores temos

$$1 \text{ lb} = \frac{m_{v1}}{\omega_1} + m_{v1} = m_{v1}\left(\frac{1}{\omega_1} + 1\right)$$

Resolvendo para m_{v1},

$$m_{v1} = \frac{1 \text{ lb}}{(1/\omega_1) + 1}$$

Inserindo o valor de ω_1 determinado no item (a),

$$m_{v1} = \frac{1 \text{ lb}}{(1/0{,}011) + 1} = 0{,}0109 \text{ lb(vapor)}$$

❶ A massa de ar seco presente é, então, $m_a = 1 - 0{,}0109 = 0{,}9891$ lb (ar seco).

A seguir, avaliemos m_{v2}. Com a hipótese 3, a pressão parcial do vapor d'água remanescente no sistema no estado final é a pressão de saturação correspondente a 40°F; $p_g = 0{,}1217$ lbf/in². Assim sendo, a umidade após o resfriamento é encontrada através da Eq. 10.5, como

$$\omega_2 = 0{,}622\left(\frac{0{,}1217}{14{,}7 - 0{,}1217}\right) = 0{,}0052 \frac{\text{lb(vapor)}}{\text{lb(ar seco)}}$$

A massa de vapor d'água presente no estado final é, portanto,

$$m_{v2} = \omega_2 m_a = (0{,}0052)(0{,}9891) = 0{,}0051 \text{ lb(vapor)}$$

Finalmente, a quantidade de vapor d'água condensado é

❷ $$m_w = m_{v1} - m_{v2} = 0{,}0109 - 0{,}0051 = 0{,}0058 \text{ lb(condensado)} \lhd$$

❶ A quantidade de vapor d'água presente em uma mistura típica de ar úmido é consideravelmente menor que a quantidade de ar seco presente.

❷ No estado final, o *título* da mistura bifásica líquido-vapor d'água é $x = 0{,}0051/0{,}0109 = 0{,}47$ (47%). A umidade relativa da fase gasosa é 100%.

10.3 Psicrômetro: Medindo as Temperaturas de Bulbo Úmido e de Bulbo Seco

Para misturas de ar e vapor d'água na faixa de pressões e temperaturas normais de ar atmosférico, a *temperatura de bulbo úmido* é um parâmetro psicrométrico importante que pode ser relacionado à umidade, à umidade relativa e a outros parâmetros psicrométricos (Seção 10.4). Como considerada a seguir, a temperatura de bulbo úmido é mensurável.

A ***temperatura de bulbo úmido*** é lida a partir de um termômetro de bulbo úmido, que é um termômetro comum de líquido em vidro cujo bulbo é envolto por uma mecha umedecida com água. O termo ***temperatura de bulbo seco*** refere-se à temperatura que seria medida por um termômetro colocado na mistura. Freqüentemente um termômetro de bulbo úmido é montado com um termômetro de bulbo seco para formar um instrumento chamado de ***psicrômetro***. O psicrômetro da Fig. 10.5*a* é girado no ar cujas temperaturas de bulbo úmido

temperatura de bulbo úmido

temperatura de bulbo seco

psicrômetro

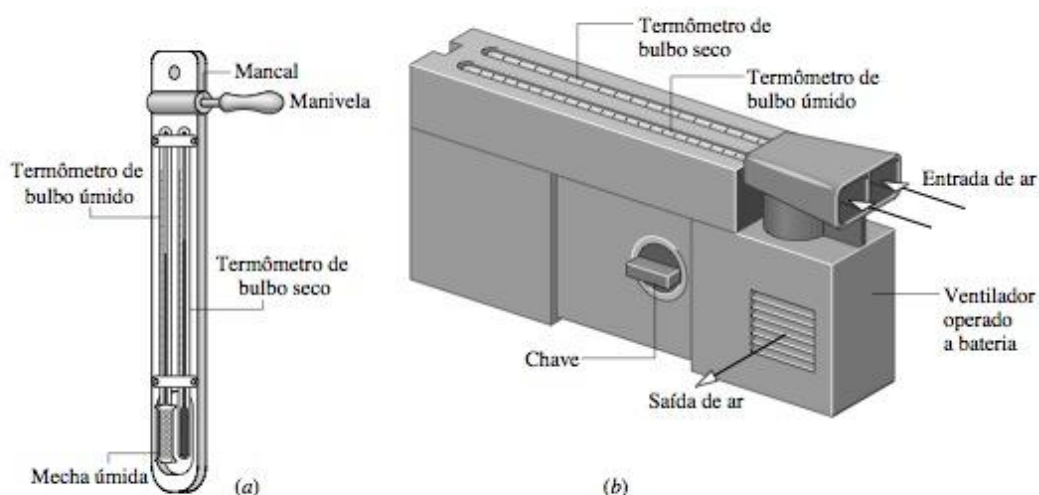



Figura 10.5 Psicrômetros. (*a*) Psicrômetro manual. (*b*) Psicrômetro de aspiração.

e bulbo seco se deseja determinar. Isso força o ar a escoar sobre os dois termômetros. No psicrômetro da Fig. 10.5*b*, a corrente de ar é induzida por um ventilador acionado por uma bateria. Se o ar na vizinhança não se encontra saturado, a água na mecha úmida evapora e a temperatura da água remanescente fica abaixo da temperatura de bulbo seco. Finalmente, o regime permanente é alcançado pelo termômetro de bulbo úmido. As temperaturas de bulbo úmido e bulbo seco são então lidas nos respectivos termômetros.

10.4 CARTAS PSICROMÉTRICAS

Representações gráficas de diversas propriedades importantes de ar úmido são fornecidas por **cartas psicrométricas**. As características principais de uma dessas cartas estão mostradas na Fig. 10.6. Cartas completas são fornecidas nas Figs. T-4 e T-4E. Essas cartas são construídas para uma pressão de mistura de 1 atm, mas cartas para outras pressões de misturas estão também disponíveis. Quando a pressão de mistura difere apenas ligeiramente de 1 atm, as Figs. T-4 permanecem suficientemente precisas para análises de engenharia. Neste texto, tais diferenças serão desprezadas.

Consideremos algumas características da carta psicrométrica:

- Observando a Fig. 10.6, note que a abscissa fornece a temperatura de bulbo seco e a ordenada fornece a umidade. Para cartas no SI, a temperatura está em °C e ω é expressa em kg, ou g, de vapor d'agua por kg de ar seco. Outras cartas fornecem a temperatura em °F e ω em lb, ou *grains*,[1] de vapor d'água por lb de ar seco, onde lb = 7000 grains.
- A Eq. 10.5 mostra que, para uma pressão de mistura fixada há uma correspondência direta entre a pressão parcial do vapor d'água e a umidade. Dessa forma, a pressão de vapor também pode ser mostrada na ordenada, conforme ilustrado na Fig. 10.6.
- Curvas de umidade relativa constante são mostradas nas cartas psicrométricas. Na Fig. 10.6, as curvas indicadas $\phi = 100, 50$ e 10% estão indicadas. Como o ponto de orvalho é o estado no qual a mistura se torna saturada quando resfriada a pressão de vapor constante, a temperatura do ponto de orvalho correspondente a um dado estado de ar úmido pode ser determinada prolongando-se a linha de ω constante (p_v constante) até a linha de saturação, $\phi = 100\%$. A temperatura do ponto de orvalho e a temperatura de bulbo seco são idênticas para estados localizados sobre a curva de saturação.
- As cartas psicrométricas também fornecem valores de entalpia da mistura por unidade de massa de ar seco da mistura: $h_a + \omega h_v$. Nas Figs. T-4 e T-4E, a entalpia da mistura possui unidades de kJ por kg de ar seco e Btu por lb de ar seco, respectivamente. Os valores numéricos fornecidos nessas cartas são determinados em relação aos seguintes estados de referência e aos valores de referência *especiais*. Na Fig. T-4, a entalpia do ar seco h_a é determinada em relação a um valor nulo a 0°C, e não a 0 K como na Tabela T-9. Assim sendo,

[1] É a menor unidade de peso nos sistemas americano e britânico, igual a 0,002285 onça (0,0648 g). (N.T.)

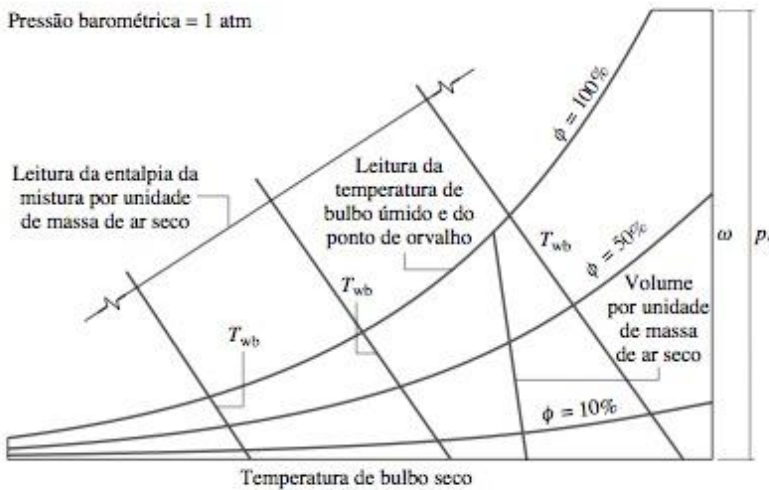



Figura 10.6 Carta psicrométrica.

em vez da Eq. 4.47 utilizada para desenvolver os dados da entalpia da Tabela T-9, a seguinte expressão é empregada para determinar a entalpia do ar seco para a utilização nas cartas psicrométricas:

$$h_a = \int_{273,15\ \text{K}}^{T} c_{pa}\, dT = c_{pa}T(°\text{C}) \tag{10.9}$$

onde c_{pa} corresponde a um valor constante do calor específico c_p do ar seco e T(°C) representa a temperatura em °C. Na Fig. T-4E, h_a é determinada em relação a uma referência a 0°F, utilizando $h_a = c_{pa}T$(°F), onde T(°F) representa a temperatura em °F. Nas faixas de temperatura das Figs. T-4 e T-4E, c_{pa} pode ser tomado como 1,005 kJ/kg·K e 0,24 Btu/lb·°R, respectivamente. Nas Figs. T-4, a entalpia do vapor d'água h_v é avaliada como h_g à temperatura de bulbo seco da mistura a partir da Tabela T-2 ou T-2E, conforme apropriado.

ATUALIZAÇÃO DA METODOLOGIA

- Um outro parâmetro importante nas cartas psicrométricas é a temperatura de bulbo úmido, que é medida facilmente (Seção 10.3). Como ilustrado pela Fig. 10.6, linhas T_{wb} constantes se estendem do canto superior esquerdo ao canto inferior direito da carta. Linhas de temperatura de bulbo úmido constante são aproximadamente as linhas de entalpia constante da mistura por unidade de massa de ar seco.
- Conforme mostrado na Fig. 10.6, as cartas psicrométricas também fornecem linhas representando volume por unidade de massa de ar seco, V/m_a. As Figs. T-4 e T-4E fornecem essa grandeza em unidades de m³/kg e ft³/lb, respectivamente. Essas linhas de volumes específicos podem ser interpretadas como fornecendo o volume de ar seco ou do vapor d'água por unidade de massa de ar seco, uma vez que cada componente da mistura é considerado como preenchendo todo o volume.

10.5 Analisando os Processos de Condicionamento de Ar

A finalidade desta seção é estudar processos típicos de condicionamento de ar utilizando os princípios psicrométricos desenvolvidos neste capítulo. Casos específicos são fornecidos na forma de exemplos resolvidos envolvendo volumes de controle em regime permanente. Em cada caso, a metodologia apresentada na Seção 10.5.1 é empregada para encontrar a solução. Para reforçar os princípios psicrométricos desenvolvidos no presente capítulo, os parâmetros psicrométricos necessários são, na maioria dos casos, determinados utilizando os dados de tabelas fornecidas no apêndice. É deixado como exercício verificar esses valores por meio de uma carta psicrométrica.

10.5.1 Aplicando os Balanços de Massa e Energia em Sistemas de Condicionamento de Ar

O objetivo desta seção é ilustrar o uso dos princípios de conservação de massa e de conservação de energia na análise de sistemas envolvendo misturas de ar seco e vapor d'água nos quais uma fase de água condensada pode estar presente. A mesma abordagem básica de solução que foi utilizada na análise termodinâmica, considerada anteriormente, é aplicável. O único aspecto novo é o uso do vocabulário especial e de parâmetros psicrométricos.

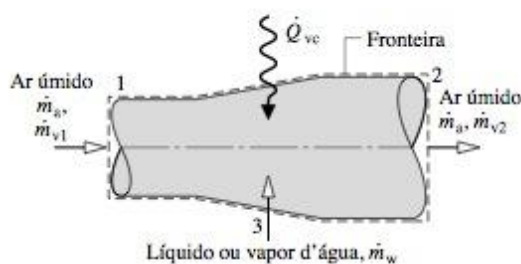



Figura 10.7 Sistema de condicionamento de ar úmido.

Sistemas que efetuam processos de condicionamento de ar, como aquecimento, resfriamento, umidificação ou desumidificação, são normalmente analisados com base em volumes de controle. Para considerar uma análise típica, observe a Fig. 10.7, que mostra um volume de controle com duas entradas e uma única saída em regime permanente. Uma mistura de corrente de ar entra em 1, uma mistura de corrente de ar sai em 2 e uma corrente única de água entra em 3. A corrente única de água pode ser um líquido ou um vapor. A transferência de calor a uma taxa $\dot{Q}_{vc}$ pode ocorrer entre o volume de controle e sua vizinhança.

Dependendo da aplicação, o valor pode ser positivo, negativo ou nulo.

Balanço de Massa. Em regime permanente, as quantidades de ar seco e de vapor d'água contidas no volume de controle não podem variar. Logo, para cada componente individual é necessário que as vazões mássicas totais que entram e saem sejam iguais. Isto é,

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} \qquad \text{(ar seco)}$$
$$\dot{m}_{v1} + \dot{m}_w = \dot{m}_{v2} \qquad \text{(água)}$$

Por simplicidade, a vazão mássica constante de ar seco é representada por $\dot{m}_a$. As vazões mássicas de vapor d'água podem ser representadas convenientemente em termos da umidade como $\dot{m}_{v1} = \omega_1 \dot{m}_a$ e $\dot{m}_{v2} = \omega_2 \dot{m}_a$. Com essas expressões, o balanço de massa para a água torna-se

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1) \qquad \text{(água)} \tag{10.10}$$

Quando a água é adicionada em 3, ω_2 será maior do que ω_1.

Balanço de Energia. Admitindo $\dot{W}_{vc} = 0$ e desprezando todos os efeitos das energias cinética e potencial, o balanço da taxa de energia em regime permanente se reduz a

$$0 = \dot{Q}_{vc} + (\dot{m}_a h_{a1} + \dot{m}_{v1} h_{v1}) + \dot{m}_w h_w - (\dot{m}_a h_{a2} + \dot{m}_{v2} h_{v2})$$

Nessa equação, as correntes de ar úmido entrando e saindo são consideradas misturas de ar seco e vapor d'água como gases ideais.

A taxa de balanço de energia pode ser colocada em uma forma que é particularmente conveniente para análise de sistemas de condicionamento de ar. Primeiro, com a Eq. 10.8, as entalpias do vapor d'água entrando e saindo podem ser avaliadas como entalpias do vapor saturado correspondentes às temperaturas T_1 e T_2, respectivamente, fornecendo

$$0 = Q_{vc} + (\dot{m}_a h_{a1} + \dot{m}_{v1} h_{g1}) + \dot{m}_w h_w - (\dot{m}_a h_{a2} + \dot{m}_{v2} h_{g2})$$

Então, com $\dot{m}_{v1} = \omega_1 \dot{m}_a$ e $\dot{m}_{v2} = \omega_2 \dot{m}_a$, a equação pode ser dada como

$$0 = \dot{Q}_{vc} + \dot{m}_a(h_{a1} + \omega_1 h_{g1}) + \dot{m}_w h_w - \dot{m}_a(h_{a2} + \omega_2 h_{g2})$$

Finalmente, introduzindo a Eq. 10.10, a taxa de balanço de energia torna-se

$$0 = \dot{Q}_{vc} + \dot{m}_a[\underline{(h_{a1} - h_{a2})} + \underline{\omega_1 h_{g1} + (\omega_2 - \omega_1)h_w - \omega_2 h_{g2}}] \tag{10.11}$$

O primeiro termo sublinhado da Eq. 10.11 pode ser avaliado com base nas Tabelas T-9 que fornecem as propriedades do ar como gás ideal. Alternativamente, como normalmente as diferenças de temperaturas

são pequenas na classe de sistemas submetidos à consideração presente, este termo pode ser avaliado como $h_{a1} - h_{a2} = c_{pa}(T_1 - T_2)$, onde c_{pa} é um valor constante do calor específico do ar seco. O segundo termo sublinhado da Eq. 10.11 pode ser avaliado utilizando os dados da tabela de vapor juntamente com valores conhecidos para ω_1 e ω_2.

Resumo da Modelagem. Como sugerido pelo desenvolvimento anterior, várias hipóteses simplificadoras são normalmente utilizadas na análise da classe de sistemas aqui considerados. Além da hipótese de operação em regime permanente, é admitido escoamento unidimensional nos locais onde a matéria cruza a fronteira do volume de controle, e os efeitos das energias cinética e potencial para esses locais são desprezados. Na maioria dos casos não há trabalho, exceto para o fluido de trabalho onde a matéria cruza a fronteira. Outras simplificações podem ser necessárias em casos particulares.

10.5.2 Condicionamento de Ar Úmido com Composição Constante

Os sistemas de condicionamento de ar de edifícios freqüentemente aquecem ou resfriam uma corrente de ar úmido sem nenhuma variação na quantidade de vapor d'água presente. Em tais casos a umidade ω permanece constante, enquanto a umidade relativa e outros parâmetros do ar úmido variam. O Exemplo 10.2 fornece uma ilustração elementar utilizando a metodologia da Seção 10.5.1

Exemplo **10.2**

Aquecendo Ar Úmido em um Duto

Ar úmido entra em um duto a 10°C, 80% de umidade relativa e a uma vazão volumétrica de 150 m³/min. A mistura é aquecida à medida que escoa através do duto e sai a 30°C. Nenhuma umidade é adicionada ou removida e a pressão da mistura permanece aproximadamente constante em 1 bar. Para operação em regime permanente, determine **(a)** a taxa de transferência de calor em kJ/min, e **(b)** a umidade relativa na saída. As variações nas energias cinética e potencial podem ser desprezadas.

Solução

Dados: Ar úmido que entra em um duto a 10°C e $\phi = 80\%$ com uma vazão volumétrica de 150 m³/min é aquecido a uma pressão constante e sai a 30°C. Nenhuma umidade é adicionada ou removida.

Determinar: A taxa de transferência de calor, em kJ/min, e a umidade relativa na saída.

Esquema e Dados Fornecidos:

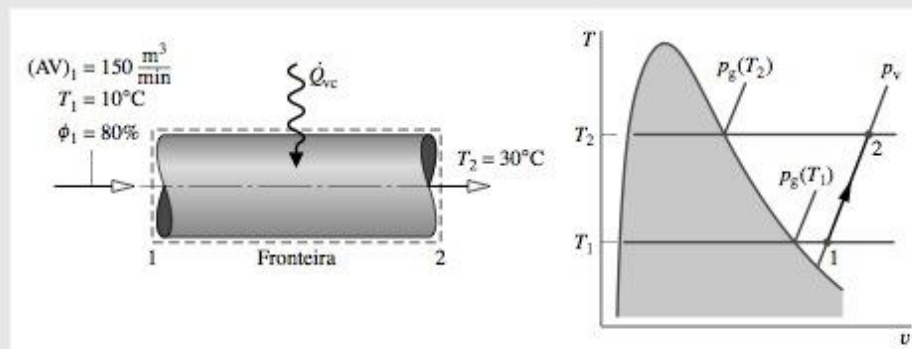



Figura E10.2a

Hipóteses:

1. O volume de controle mostrado na figura opera em regime permanente.

2. As variações nas energias cinética e potencial entre a entrada e a saída podem ser desprezadas e $\dot{W}_{vc} = 0$.

3. As correntes de ar úmido entrando e saindo podem ser consideradas como misturas de gases ideais.

Análise: **(a)** A taxa de transferência de calor $\dot{Q}_{vc}$ pode ser determinada a partir dos balanços das taxas de massa e energias. Em regime permanente, as quantidades de ar seco e de vapor d'água contidas no volume de controle não podem variar. Logo, para cada componente é necessário que as vazões de entrada e de saída sejam individualmente iguais. Isto é,

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} \qquad \text{(ar seco)}$$

$$\dot{m}_{v1} = \dot{m}_{v2} \qquad \text{(água)}$$

Para simplificar, as vazões mássicas constantes de ar seco e vapor d'água são representadas, respectivamente, por $\dot{m}_a$ e $\dot{m}_v$. A partir dessas considerações pode-se concluir que a umidade é a mesma na entrada e na saída; $\omega_1 = \omega_2$.

Em regime permanente o balanço da taxa de energia reduz-se, com a hipótese 2, a

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc}^{\,0} + (\dot{m}_a h_{a1} + \dot{m}_v h_{v1}) - (\dot{m}_a h_{a2} + \dot{m}_v h_{v2})$$

Escrevendo essa equação, as correntes de entrada e saída de ar úmido são consideradas como misturas de gases ideais de ar seco e de vapor d'água.

Resolvendo para $\dot{Q}_{vc}$,

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{m}_a(h_{a2} - h_{a1}) + \dot{m}_v(h_{v2} - h_{v1})$$

Uma vez que $\dot{m}_v = \omega\dot{m}_a$, onde ω é a umidade, a expressão para $\dot{Q}_{vc}$ pode ser escrita na forma

❶

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{m}_a[(h_{a2} - h_{a1}) + \omega(h_{v2} - h_{v1})] \tag{1}$$

A avaliação de $\dot{Q}_{vc}$ a partir dessa expressão requer as entalpias específicas do ar seco e do vapor d'água na entrada e na saída, a vazão mássica de ar seco e a umidade.

As entalpias específicas do ar seco são obtidas da Tabela T-9 nas temperaturas de entrada e saída, T_1 e T_2, respectivamente: h_{a1} = 283,1 kJ/kg, h_{a2} = 303,2 kJ/kg. As entalpias específicas do vapor d'água são encontradas utilizando $h_v \approx h_g$ e dados da Tabela T-2 para T_1 e T_2, respectivamente: h_{g1} = 2519,8 kJ/kg, h_{g2} = 2556,3 kJ/kg.

A vazão mássica de ar seco pode ser determinada a partir da vazão volumétrica na entrada $(AV)_1$

$$\dot{m}_a = \frac{(AV)_1}{v_{a1}}$$

Nessa equação, v_{a1} é o volume específico do ar seco avaliado a T_1 e na pressão parcial do ar seco p_{a1}. Utilizando a equação de estado de gás ideal,

$$v_{a1} = \frac{(\bar{R}/M)T_1}{p_{a1}}$$

A pressão parcial p_{a1} pode ser determinada a partir da pressão da mistura p e da pressão parcial do vapor d'água p_{v1}: $p_{a1} = p - p_{v1}$. Para encontrar p_{v1}, utilize a umidade relativa fornecida na entrada e a pressão de saturação a 10°C da Tabela T-2

$$p_{v1} = \phi_1 p_{g1} = (0,8)(0,01228 \text{ bar}) = 0,0098 \text{ bar}$$

Como a pressão de mistura é 1 bar, temos que p_{a1} = 0,9902 bar. O volume específico do ar seco é então

$$v_{a1} = \frac{\left(\frac{8314}{28,97}\frac{\text{N}\cdot\text{m}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right)(283 \text{ K})}{(0,9902 \times 10^5 \text{ N/m}^2)} = 0,82 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Utilizando esse valor, a vazão mássica de ar seco é

$$\dot{m}_a = \frac{150 \text{ m}^3/\text{min}}{0,82 \text{ m}^3/\text{kg}} = 182,9 \text{ kg/min}$$

A umidade ω pode ser determinada a partir de

$$\omega = 0,622\left(\frac{p_{v1}}{p - p_{v1}}\right) = 0,622\left(\frac{0,0098}{1 - 0,0098}\right)$$
$$= 0,00616 \frac{\text{kg(vapor)}}{\text{kg(ar seco)}}$$

Finalmente, substituindo os valores na Eq. (1), temos

$$\dot{Q}_{vc} = 182,9[(303,2 - 283,1) + (0,00616)(2556,3 - 2519,8)]$$
$$= 3717 \text{ kJ/min} \triangleleft$$

(b) Os estados do vapor d'água na entrada e na saída do duto estão localizados no diagrama T–v mostrado na Fig. E10.2b. A composição do ar úmido e a pressão de mistura permanecem constantes, logo a pressão parcial do vapor d'água na saída é igual à pressão parcial do vapor d'água na entrada: $p_{v2} = p_{v1} = 0{,}0098$ bar. A umidade relativa na saída é então

❷ $$\phi_2 = \frac{p_{v2}}{p_{g2}} = \frac{0{,}0098}{0{,}04246} = 0{,}231\ (23{,}1\%) \triangleleft$$

onde p_{g2} é da Tabela T-2 a 30°C.

Solução Alternativa: Consideremos uma solução alternativa utilizando a carta psicrométrica. Conforme mostrado no esboço da carta psicrométrica, Fig. E10.2*b*, o estado do ar úmido na entrada é definido por $\phi_1 = 80\%$ e a temperatura de bulbo seco é 10°C. Da solução do item (a), sabemos que a umidade tem o mesmo valor na saída e na entrada. Conseqüentemente, ❸ o estado do ar úmido na saída é fixado por $\omega_2 = \omega_1$ e pela temperatura de bulbo seco de 30°C. Por inspeção da Fig. T-4, a umidade relativa na saída do duto é em torno de 23%, portanto, de acordo com o resultado do item (b).

A taxa de transferência de calor pode ser avaliada a partir da carta psicrométrica utilizando a seguinte expressão obtida por rearranjo da Eq. (1) do item (a)

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{m}_a[(h_a + \omega h_v)_2 - (h_a + \omega h_v)_1] \tag{2}$$

Para calcular $\dot{Q}_{vc}$ a partir dessa expressão são necessários valores para entalpia da mistura por unidade de massa de ar seco $(h_a + \omega h_v)$ na entrada e na saída. Estes podem ser determinados por inspeção da carta psicrométrica, Fig. T-4, como $(h_a + \omega h_v)_1 = 25{,}7$ kJ/kg (ar seco), $(h_a + \omega h_v)_2 = 45{,}9$ kJ/kg (ar seco).

Utilizando o valor do volume específico v_{a1} da carta no estado de entrada com o valor fornecido da vazão volumétrica na entrada, a vazão de ar seco é encontrada como

$$\dot{m}_a = \frac{150\ \text{m}^3/\text{min}}{0{,}81\ \text{m}^3/\text{kg(ar seco)}} = 185\frac{\text{kg(ar seco)}}{\text{min}}$$

Substituindo os valores no balanço da taxa de energia, Eq. (2), temos

$$\dot{Q}_{vc} = 185\frac{\text{kg(ar seco)}}{\text{min}}(45{,}9 - 25{,}7)\frac{\text{kJ}}{\text{kg(ar seco)}}$$
$$= 3737\frac{\text{kJ}}{\text{min}} \triangleleft$$

o qual está aproximadamente de acordo com o resultado obtido no item (a), conforme esperado.

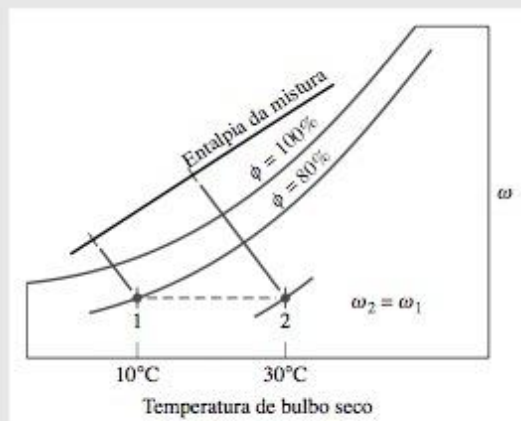



Figura E10.2b

❶ O primeiro termo sublinhado nessa equação para $\dot{Q}_{vc}$ é avaliado com as entalpias específicas da tabela do ar como gás ideal, Tabela T-9. Os dados da tabela de vapor d'água são utilizados para avaliar o segundo termo sublinhado. Observe que as referências diferentes para a entalpia dessas tabelas se cancelam porque cada um dos termos envolve apenas *diferenças* de entalpia. Como o calor específico c_{pa} para o ar seco varia muito pouco no intervalo de 10 a 30°C (Tabela T-10), a variação de entalpia específica de ar seco pode ser avaliada alternativamente com $c_{pa} = 1{,}005$ kJ/kg·K.

❷ Nenhuma água é adicionada ou removida à medida que o ar úmido passa através do duto a pressão constante; dessa forma, a umidade ω e a pressão parcial p_v permanecem constantes. Entretanto, como a pressão de saturação aumenta à medida que a temperatura aumenta da entrada para a saída, a *umidade relativa* decresce: $\phi_2 < \phi_1$.

❸ A pressão de mistura, 1 bar, difere ligeiramente da pressão utilizada para construir a carta psicrométrica, 1 atm. Essa diferença é desprezada.

10.5.3 DESUMIDIFICAÇÃO

Ao resfriar uma corrente de ar úmido a pressão constante até uma temperatura inferior à do ponto de orvalho, poderia ocorrer condensação de parte do vapor d'água inicialmente presente. A Fig. 10.8 mostra o esquema de um desumidificador utilizando esse princípio. O ar úmido entra no estado 1 e escoa em uma serpentina de resfriamento através da qual circula um refrigerante ou água gelada. Parte do vapor d'água presente inicialmente na mistura se condensa e ar úmido saturado sai da seção do desumidificador no estado 2. Embora a água possa condensar a várias temperaturas, admite-se que a água condensada é resfriada a T_2 antes de sair do desumidificador. Como o ar úmido que deixa o desumidificador é saturado a uma temperatura inferior à da mistura do ar que entra, a corrente de ar úmido pode ser inapropriada para uso direto em ambientes habitados. Entretanto, fazendo a corrente de ar passar em seguida por uma seção de aquecimento, é possível levar essa corrente a uma condição que a maioria dos ocupantes consideraria confortável. Esbocemos o procedimento para a avaliação das taxas nas quais o condensado sai e o refrigerante circula.

Balanço de Massa. A vazão mássica do condensado $\dot{m}_w$ pode ser relacionada à vazão mássica de ar seco $\dot{m}_a$ aplicando o princípio de conservação de massa separadamente para o ar seco e para a água que passa através do desumidificador. Em regime permanente,

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} \qquad \text{(ar seco)}$$
$$\dot{m}_{v1} = \dot{m}_w + \dot{m}_{v2} \qquad \text{(água)}$$

A vazão mássica comum de ar seco é representada por $\dot{m}_a$. Resolvendo para a vazão mássica de condensado,

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{v1} - \dot{m}_{v2}$$

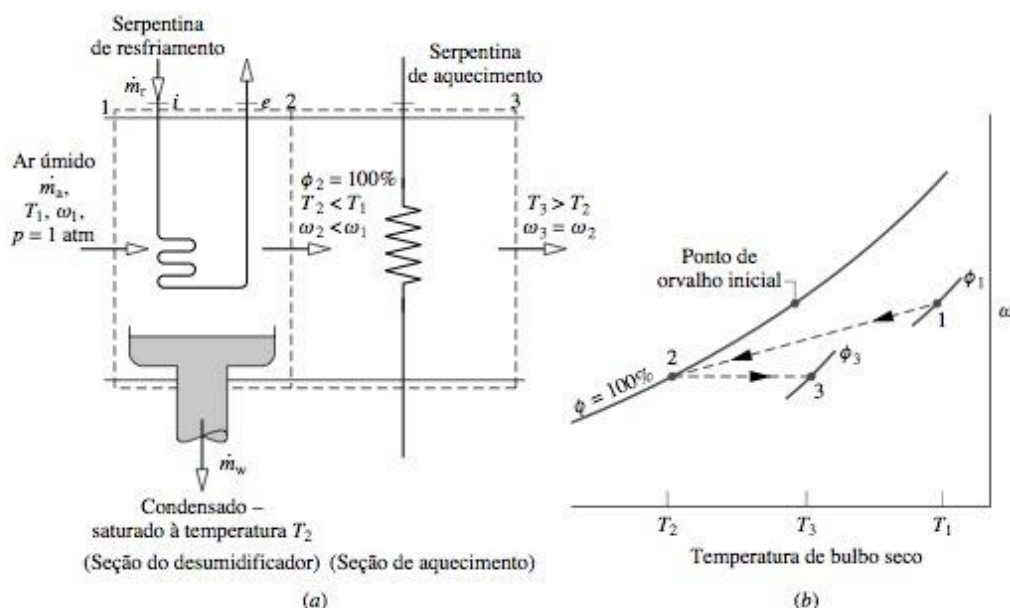



Figura 10.8 Desumidificação. (*a*) Diagrama esquemático do equipamento. (*b*) Representação na carta psicrométrica.

Introduzindo $\dot{m}_{v1} = \omega_1\dot{m}_a$ e $\dot{m}_{v2} = \omega_2\dot{m}_a$, a quantidade de água condensada por unidade de massa de ar seco que circula através do dispositivo é

$$\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} = \omega_1 - \omega_2$$

Essa expressão requer o conhecimentos dos valores de umidade ω_1 e ω_2. Como nenhuma umidade é adicionada ou removida na seção de aquecimento, pode-se concluir como conseqüência da conservação de massa que $\omega_2 = \omega_3$, logo ω_3 pode ser usado na equação acima no lugar de ω_2.

Balanço de Energia. A vazão mássica de refrigerante, $\dot{m}_r$, através da serpentina de resfriamento pode ser relacionada à vazão de ar seco, $\dot{m}_a$, por meio de um balanço da taxa de energia aplicado ao desumidificador. Com $\dot{W}_{vc} = 0$, ou seja, transferência de calor para a vizinhança desprezível e variações não significativas nas energias cinética e potencial, a taxa de balanço de energia se reduz em regime permanente a

$$0 = \dot{m}_r(h_i - h_e) + (\dot{m}_a h_{a1} + \dot{m}_{v1}h_{v1}) - \dot{m}_w h_w - (\dot{m}_a h_{a2} + \dot{m}_{v2}h_{v2})$$

onde h_i e h_e representam os valores das entalpias específicas do refrigerante entrando e saindo do desumidificador, respectivamente. Introduzindo $\dot{m}_{v1} = \omega_1\dot{m}_a$, $\dot{m}_{v2} = \omega_2\dot{m}_a$, e $\dot{m}_w = (\omega_1 - \omega_2)\dot{m}_a$

$$0 = \dot{m}_r(h_i - h_e) + \dot{m}_a[(h_{a1} - h_{a2}) + \omega_1 h_{g1} - \omega_2 h_{g2} - (\omega_1 - \omega_2)h_{f2}]$$

onde as entalpias específicas do vapor d'água em 1 e 2 são avaliadas nos valores do vapor saturado correspondente a T_1 e T_2, respectivamente. Como o condensado na saída é admitido como líquido saturado na temperatura T_2, $h_w = h_{f2}$. Resolvendo para a vazão mássica do refrigerante por unidade de massa de ar seco escoando através do dispositivo,

$$\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_a} = \frac{(h_{a1} - h_{a2}) + \omega_1 h_{g1} - \omega_2 h_{g2} - (\omega_1 - \omega_2)h_{f2}}{h_e - h_i}$$

A carta psicrométrica da Fig. 10.8*b* ilustra características importantes do processo envolvido. Como indicado pela carta, o ar úmido primeiro se resfria a partir do estado 1, onde a temperatura é T_1 e a umidade é ω_1, até o estado 2, onde a mistura é saturada ($\phi_2 = 100\%$), a temperatura é $T_2 < T_1$ e a umidade é $\omega_2 < \omega_1$. Durante o processo de aquecimento subseqüente, a umidade permanece constante, $\omega_2 = \omega_3$, e a temperatura se eleva até T_3. Como os estados visitados podem não ser estados de equilíbrio, esses processos estão indicados na carta psicrométrica por linhas tracejadas. O exemplo a seguir fornece uma ilustração específica.

Exemplo 10.3

Desumidificador

Ar úmido a 30°C e 50% de umidade relativa é admitido em um desumidificador operando em regime permanente com uma vazão volumétrica de 280 m³/min. O ar úmido passa ao redor de uma serpentina de resfriamento e o vapor d'água condensa. O condensado deixa o desumidificador em estado saturado correspondente a 10°C. Ar úmido saturado é descarregado separadamente à mesma temperatura. Não há perda de energia significativa por transferência de calor para a vizinhança e a pressão permanece constante em 1,013 bar. Determine **(a)** a vazão mássica de ar seco em kg/min, **(b)** a taxa segundo a qual a água é condensada, em kg por kg de ar seco escoando através do volume de controle e **(c)** a capacidade de refrigeração necessária, em TR.

Solução

Dados: Ar úmido é admitido em um desumidificador a 30°C e 50% de umidade relativa com uma vazão volumétrica de 280 m³/min. O condensado e o ar úmido saem em correntes separadas a 10°C.

Determinar: A vazão mássica de ar seco, em kg/min, a taxa na qual o vapor é condensado, em kg por kg de ar seco, e a capacidade frigorífica necessária, em TR.

Esquema e Dados Fornecidos:

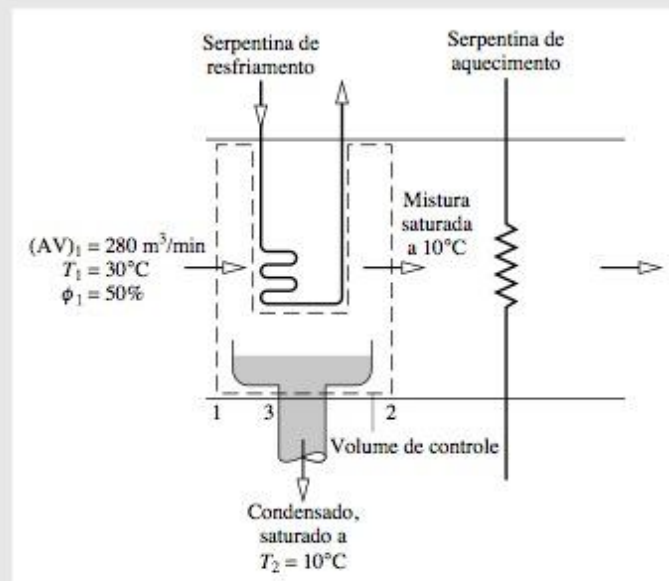



Figura E10.3

Hipóteses:

1. O volume de controle mostrado na figura opera em regime permanente. As variações nas energias cinética e potencial podem ser desprezadas, e $\dot{W}_{vc} = 0$.
2. Não há transferência de calor significativa para a vizinhança.
3. A pressão permanece constante em 1,013 bar.
4. Na posição 2, o ar úmido é saturado. O condensado sai na posição 3 como líquido saturado à temperatura T_2.

Análise: **(a)** Em regime permanente, as vazões de ar seco entrando e saindo são iguais. A vazão comum de ar seco pode ser determinada a partir da vazão volumétrica na entrada.

$$\dot{m}_a = \frac{(AV)_1}{v_{a1}}$$

O volume específico do ar seco na entrada 1, v_{a1}, pode ser avaliado utilizando a equação de estado do gás ideal, logo

$$\dot{m}_a = \frac{(AV)_1}{(\bar{R}/M_a)(T_1/p_{a1})}$$

A pressão parcial do ar seco p_{a1} pode ser determinada a partir de $p_{a1} = p_1 - p_{v1}$. Utilizando a umidade relativa ϕ_1 na entrada e a pressão de saturação a 30°C da Tabela T-2,

$$p_{v1} = \phi_1 p_{g1} = (0{,}5)(0{,}04246) = 0{,}02123 \text{ bar}$$

Então, $p_{a1} = 1{,}013 - 0{,}02123 = 0{,}99177$ bar. Inserindo os valores na expressão para $\dot{m}_a$, temos

$$\dot{m}_a = \frac{(280 \text{ m}^3\text{/min})(0{,}99177 \times 10^5 \text{ N/m}^2)}{(8314/28{,}97 \text{ N} \cdot \text{m/kg} \cdot \text{K})(303 \text{ K})} = 319{,}35 \text{ kg/min} \quad \triangleleft$$

(b) A conservação de massa para a água exige $\dot{m}_{v1} = \dot{m}_{v2} + \dot{m}_w$. Com $\dot{m}_{v1} = \omega_1 \dot{m}_a$ e $\dot{m}_{v2} = \omega_2 \dot{m}_a$, a taxa segundo a qual a água é condensada por unidade de massa de ar seco é

$$\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} = \omega_1 - \omega_2$$

As umidades ω_1 e ω_2 podem ser avaliadas utilizando a Eq. 10.5. Então, ω_1 é

$$\omega_1 = 0{,}622\left(\frac{p_{v1}}{p_1 - p_{v1}}\right) = 0{,}622\left(\frac{0{,}02123}{0{,}99177}\right) = 0{,}0133 \frac{\text{kg(vapor)}}{\text{kg(ar seco)}}$$

Como o ar úmido está saturado a 10°C, p_{v2} é igual à pressão de saturação a 10°C: p_g = 0,01228 bar da Tabela T-2. A Eq. 10.5 fornece então ω_2 = 0,0076 kg(vapor)/kg(ar seco). Com esses valores para ω_1 e ω_2,

$$\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} = 0{,}0133 - 0{,}0076 = 0{,}0057 \frac{\text{kg(condensado)}}{\text{kg(ar seco)}} \triangleleft$$

(c) A taxa de transferência de calor entre a corrente de ar úmido e a serpentina de refrigeração pode ser determinada utilizando um balanço da taxa de energia. Com as hipóteses 1 e 2, a formulação de regime permanente do balanço da taxa de energia se reduz a

❶
$$0 = \dot{Q}_{vc} + (\dot{m}_a h_{a1} + \dot{m}_{v1} h_{v1}) - \dot{m}_w h_w - (\dot{m}_a h_{a2} + \dot{m}_{v2} h_{v2})$$

Com $\dot{m}_{v1} = \omega_1 \dot{m}_a$, $\dot{m}_{v2} = \omega_2 \dot{m}_a$, e $\dot{m}_w = (\omega_1 - \omega_2)\dot{m}_a$, torna-se

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{m}_a[(h_{a2} - h_{a1}) - \omega_1 h_{g1} + \omega_2 h_{g2} + (\omega_1 - \omega_2)h_{f2}]$$

onde as entalpias específicas do vapor d'água em 1 e 2 são avaliadas para os valores de vapor saturado correspondente a T_1 e T_2, respectivamente, e a entalpia específica do condensado saindo é avaliada como h_f a T_2. Selecionando entalpias da Tabela T-2 e T-9, conforme apropriado

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{vc} &= (319{,}35)[(283{,}1 - 303{,}2) - 0{,}0133(2556{,}3) \\ &\quad + 0{,}0076(2519{,}8) + 0{,}0057(42{,}01)] \\ &= -11.084 \text{ kJ/min} \end{aligned}$$

Como 1 tonelada de refrigeração (TR) é igual à taxa de transferência de calor de 211 kJ/min (Seção 8.6), a capacidade frigorífica necessária é 52,5 TR.

❶ Se uma carta psicrométrica fosse utilizada para obter os dados, esta expressão para $\dot{Q}_{vc}$ poderia se rearrumada para

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{m}_a[\underline{(h_a + \omega h_v)_2} - \underline{(h_a + \omega h_v)_1} + (\omega_1 - \omega_2)h_w]$$

Os termos sublinhados e as umidades ω_1 e ω_2 poderiam ser obtidos diretamente na carta; a entalpia específica h_w poderia ser obtida da Tabela T-2 como h_f a T_2.

10.5.4 UMIDIFICAÇÃO

Freqüentemente é necessário aumentar a umidade do ar que circula em ambientes habitados. Uma forma de fazer isso é por meio da injeção de vapor d'água. Alternativamente, água líquida pode ser pulverizada no ar. Os dois casos são mostrados esquematicamente na Fig. 10.9*a*. A temperatura do ar úmido que deixa o umidificador depende das condições da água que está sendo adicionada. Quando o vapor é injetado a uma temperatura relativamente elevada, tanto a umidade quanto a temperatura de bulbo seco aumentam.

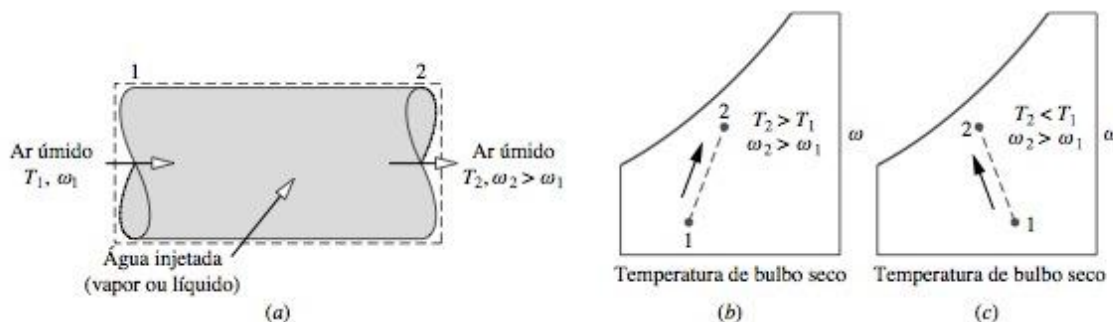



Figura 10.9 Umidificação. (*a*) Volume de controle. (*b*) Vapor injetado. (*c*) Líquido injetado.

Isso é ilustrado na carta psicrométrica da Fig. 10.9*b*. Se água líquida for injetada em vez de vapor, o ar úmido poderá sair do umidificador com uma temperatura *inferior* à da entrada. Isso é ilustrado na Fig. 10.9*c*. O exemplo a seguir ilustra o caso da injeção de vapor d'água. O caso de injeção de água líquida será considerado na próxima seção.

EXEMPLO 10.4

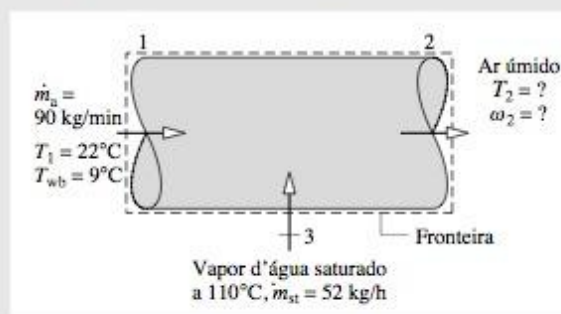
UMIDIFICADOR COM ATOMIZAÇÃO DE VAPOR

Ar úmido a uma temperatura de 22°C e uma temperatura de bulbo úmido de 9°C é admitido em um umidificador com vapor atomizado. A vazão mássica de ar seco é 90 kg/min. Vapor d'água saturado a 110°C é injetado na mistura a uma taxa de 52 kg/h. Não há transferência de calor para a vizinhança e a pressão é mantida constante em 1 bar. Utilizando a carta psicrométrica, determine na saída do umidificador **(a)** a umidade e **(b)** a temperatura, em °C.

Solução

Dados: Ar úmido é admitido em um umidificador à temperatura de 22°C e uma temperatura de bulbo úmido de 9°C. A vazão mássica de ar seco é 90 kg/min. Vapor d'água saturado a 110°C é injetado na mistura a uma taxa de 52 kg/h.

Determinar: A taxa de umidade na saída e a temperatura em °C, utilizando a carta psicrométrica.

Esquema e Dados Fornecidos:

Hipóteses:

1. O volume de controle mostrado na figura opera em regime permanente. As variações nas energias cinética e potencial podem ser desprezadas e $\dot{W}_{vc} = 0$.
2. Não há transferência de calor para a vizinhança.
3. A pressão permanece constante em 1 bar. A Fig. T-4 é válida para essa pressão.

Figura E10.4

Análise: **(a)** A umidade ω_2 na saída pode ser determinada a partir dos balanços da taxa de massa do ar seco e da água individualmente. Então,

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} \qquad \text{(ar seco)}$$
$$\dot{m}_{v1} + \dot{m}_{st} = \dot{m}_{v2} \qquad \text{(água)}$$

Com $\dot{m}_{v1} = \omega_1 \dot{m}_a$ e $\dot{m}_{v2} = \omega_2 \dot{m}_a$, onde $\dot{m}_a$ é a vazão mássica de ar, a segunda dessas equações se torna

$$\omega_2 = \omega_1 + \frac{\dot{m}_{st}}{\dot{m}_a}$$

Utilizando a temperatura de bulbo seco da entrada, 22°C, e a temperatura de bulbo úmido na entrada, 9°C, o valor da umidade ω_1 pode ser determinado por inspeção na carta psicrométrica, Fig. T-4. O resultado é $\omega_1 = 0{,}002$ kg (vapor)/kg (ar seco). Como exercício esse valor deve ser verificado. Inserindo valores na expressão para ω_2,

$$\omega_2 = 0{,}002 + \frac{(52\ \text{kg/h})|1\ \text{h}/60\ \text{min}|}{90\ \text{kg/min}} = 0{,}0116\ \frac{\text{kg(vapor)}}{\text{kg(ar seco)}} \triangleleft$$

(b) A temperatura na saída pode ser determinada utilizando o balanço da taxa de energia. Com as hipóteses 1 e 2, a formulação em regime permanente da taxa do balanço de energia se reduz a um caso especial da Eq. 10.11. Assim sendo,

$$0 = h_{a1} - h_{a2} + \omega_1 h_{g1} + (\omega_2 - \omega_1) h_{g3} - \omega_2 h_{g2} \qquad (1)$$

Ao escrever esta expressão, as entalpias específicas do vapor d'água em 1 e 2 são avaliadas como os respectivos valores de vapor saturado, e h_{g3} representa a entalpia do vapor saturado sendo injetado no ar úmido.

A Eq. (1) pode ser rearrumada na seguinte forma apropriada para ser utilizada com a carta psicrométrica:

❶ $$(h_a + \omega h_g)_2 = (h_a + \omega h_g)_1 + (\omega_2 - \omega_1)h_{g3} \tag{2}$$

O primeiro termo à direita pode ser obtido da Fig. T-4 para o estado definido pela interseção da temperatura de entrada de bulbo seco, 22°C, e a temperatura de entrada de bulbo úmido, 9°C: 27,2 kJ/kg(ar seco). O segundo termo à direita pode ser avaliado com as umidades conhecidas ω_1 e ω_2 e o valor de h_{g3} da Tabela T-2: 2691,5 kJ/kg(vapor). O estado na saída é fixado por ω_2 e $(h_a + \omega h_g)_2$ = 53 kJ/kg(ar seco). A temperatura na saída pode então ser lida diretamente na carta. O resultado é $T_2 \approx 23{,}5°C$. ◁

❶ A solução da Eq. (2) utilizando dados das Tabelas T-2 e T-9 requer um procedimento iterativo (tentativa e erro). O resultado é T_2 = 24°C, conforme pode ser verificado.

10.5.5 Resfriamento Evaporativo

O resfriamento de ar em regiões de clima quente e relativamente seco pode ser feito por *resfriamento evaporativo*. Este processo envolve a pulverização de água líquida no ar ou a passagem forçada de ar através de um painel mantido completamente cheio de água, como mostrado na Fig. 10.10. Devido à baixa umidade do ar úmido entrando no estado 1, parte da água injetada evapora. A energia necessária para a evaporação é fornecida pelo ar, que tem sua temperatura reduzida e sai no estado 2 com uma temperatura inferior à da corrente de entrada. Como o ar que entra é relativamente seco, a umidade adicional transportada pela corrente de ar úmido na saída é normalmente benéfica.

No caso de serem desprezadas as trocas de calor com a vizinhança, o trabalho realizado $\dot{W}_{vc}$ e as variações das energias cinética e potencial, as expressões dos balanços das taxas de massa e energia em regime permanente para o volume de controle da Fig. 10.10*a* se reduzem a

$$(h_{a2} + \omega_2 h_{g2}) = \underline{(\omega_2 - \omega_1)h_f} + (h_{a1} + \omega_1 h_{g1})$$

onde h_f representa a entalpia específica da corrente de líquido que entra no volume de controle. Consideramos que toda a água injetada na corrente de ar úmido seja evaporada. O termo sublinhado representa a energia transportada com a água líquida injetada. Esse termo é normalmente muito menor em magnitude que os dois termos associados à entalpia do ar úmido. Dessa forma, a entalpia do ar úmido varia apenas ligeiramente, como ilustrado na carta psicrométrica da Fig. 10.10*b*. Lembrando que as linhas de entalpia de mistura constante são aproximadamente linhas de temperaturas de bulbo úmido constantes (Seção 10.4), temos que o resfriamento evaporativo ocorre a uma temperatura próxima da temperatura de bulbo úmido constante.

No próximo exemplo, consideraremos a análise de um resfriador evaporativo.

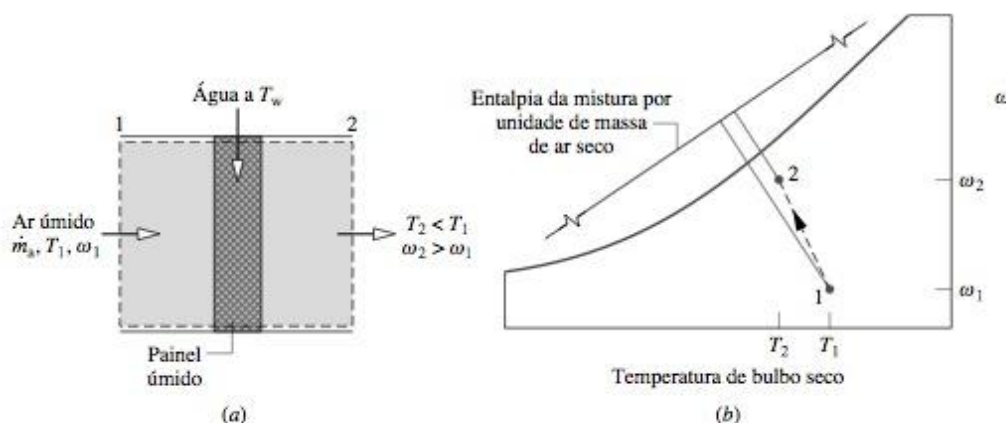



Figura 10.10 Resfriamento evaporativo. (*a*) Diagrama esquemático do equipamento. (*b*) Representação na carta psicrométrica.

EXEMPLO 10.5

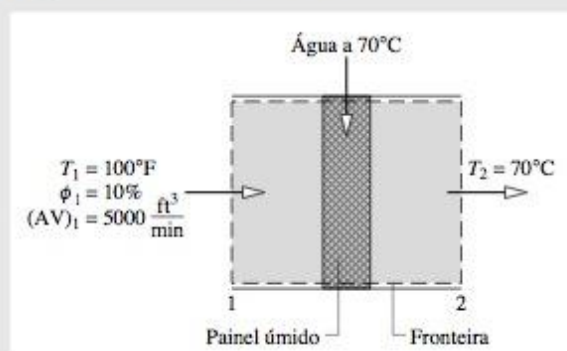
RESFRIADOR EVAPORATIVO

Ar a 100°F e 10% de umidade relativa entra em um resfriador evaporativo com uma vazão volumétrica de 5000 ft³/min. Ar úmido sai do resfriador a 70°F. Água é adicionada ao painel úmido do evaporador na fase líquida a 70°F e evapora totalmente no ar úmido. Não ocorre troca de calor com a vizinhança e a pressão é constante e igual a 1 atm. Determine **(a)** a vazão mássica de água a ser fornecida ao painel úmido em lb/h, e **(b)** a umidade relativa do ar úmido na saída do resfriador evaporativo.

Solução

Dados: Ar a 100°F e $\phi = 10\%$ entra no resfriador evaporativo com uma vazão volumétrica de 5000 ft³/min. Ar úmido sai do resfriador a 70°F. É adicionada água ao painel úmido do resfriador a 70°F.

Determinar: A vazão mássica de água a ser fornecida ao painel úmido, em lb/h, e a umidade relativa do ar úmido na saída do resfriador.

Esquema e Dados Fornecidos:

Hipóteses:

1. O volume de controle mostrado na figura opera em regime permanente. As variações nas energias cinética e potencial podem ser desprezadas e $\dot{W}_{vc} = 0$.
2. Não há troca de calor com a vizinhança.
3. A água adicionada ao painel úmido entra como líquido e evapora completamente no ar úmido.
4. A pressão permanece constante em 1 atm.

Figura E10.5

Análise: **(a)** Aplicando a conservação de massa separadamente para o ar seco e para a água como nos exemplos anteriores, temos

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1)$$

onde $\dot{m}_w$ é a vazão mássica de água para o painel úmido. A determinação de $\dot{m}_w$ requer o conhecimento de ω_1, $\dot{m}_a$ e ω_2. Estes serão avaliados.

A umidade ω_1 pode ser obtida através da Eq. 10.5, que necessita de p_{v1}, a pressão parcial do ar úmido entrando no volume de controle. Utilizando a umidade relativa fornecida ϕ_1 e p_g a T_1 da Tabela T-2E, temos $p_{v1} = \phi p_{g1} = 0{,}095$ lbf/in². Com isto, $\omega_1 = 0{,}00405$ lb(vapor)/lb(ar seco).

A vazão mássica de ar seco $\dot{m}_a$ pode ser determinada como no exemplo anterior, utilizando a vazão volumétrica e o volume específico de ar seco. Então,

$$\dot{m}_a = \frac{(AV)_1}{v_{a1}}$$

O volume específico de ar seco pode ser avaliado a partir da equação de estado de gás ideal. O resultado é v_{a1} = ft³/lb(ar seco). Inserindo valores, a vazão de ar seco é

$$\dot{m}_a = \frac{5000 \text{ ft}^3/\text{min}}{14{,}2 \text{ ft}^3/\text{lb(ar seco)}} = 352{,}1 \frac{\text{lb(ar seco)}}{\text{min}}$$

Para determinar a umidade ω_2, simplificamos as formulações dos balanços das taxas de massa e de energia em regime permanente utilizando a hipótese 1 de modo a obter

$$0 = (\dot{m}_a h_{a1} + \dot{m}_{v1} h_{v1}) + \dot{m}_w h_w - (\dot{m}_a h_{a2} + \dot{m}_{v2} h_{v2})$$

Da mesma forma que nos exemplos anteriores, isso pode ser expresso como

❶
$$0 = (h_a + \omega h_g)_1 + \underline{(\omega_2 - \omega_1)h_f} - (h_a + \omega h_g)_2$$

onde h_f representa a entalpia específica da água que entra no volume de controle a 70°F. Resolvendo para ω_2,

❷
$$\omega_2 = \frac{h_{a1} - h_{a2} + \omega_1(h_{g1} - h_f)}{h_{g2} - h_f} = \frac{c_{pa}(T_1 - T_2) + \omega_1(h_{g1} - h_f)}{h_{g2} - h_f}$$

onde c_{pa} = 0,24 Btu/lb·°R. Com h_f, h_{g1} e h_{g2} da Tabela T-2E

$$\omega_2 = \frac{0{,}24(100 - 70) + 0{,}00405(1105 - 38{,}1)}{(1092 - 38{,}1)}$$
$$= 0{,}0109 \frac{\text{lb(vapor)}}{\text{lb(ar seco)}}$$

Substituindo os valores para $\dot{m}_a$, ω_1 e ω_2 na expressão para $\dot{m}_w$

$$\dot{m}_w = \left[352{,}1 \frac{\text{lb(ar seco)}}{\text{min}} \left|\frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}}\right|\right](0{,}0109 - 0{,}00405)\frac{\text{lb(água)}}{\text{lb(ar seco)}}$$
$$= 144{,}7 \frac{\text{lb(água)}}{\text{h}} \triangleleft$$

(b) A umidade relativa do ar úmido na saída pode ser determinada utilizando a Eq. 10.6. A pressão parcial do vapor d'água necessária a essa expressão pode ser encontrada resolvendo a Eq. 10.5 de forma a obter

$$p_{v2} = \frac{\omega_2 p}{\omega_2 + 0{,}622}$$

Inserindo valores,

$$p_{v2} = \frac{(0{,}0109)(14{,}696 \text{ lbf/in}^2)}{(0{,}0109 + 0{,}622)} = 0{,}253 \text{ lbf/in}^2$$

A 70°F, a pressão de saturação é 0,3632 lbf/in^2. Então, a umidade relativa na saída é

$$\phi_2 = \frac{0{,}253}{0{,}3632} = 0{,}697(69{,}7\%) \triangleleft$$

❶ Como o termo sublinhado nessa equação é muito menor que os valores de entalpia do ar úmido, a entalpia do ar úmido permanece aproximadamente constante e, desta forma, o resfriamento evaporativo ocorre aproximadamente a uma temperatura de bulbo úmido constante. Isso pode ser verificado pela posição dos estados correspondentes à entrada e saída do ar úmido, na carta psicrométrica.

❷ Um valor constante de calor específico c_{pa} foi utilizado aqui para avaliar o termo $(h_{a1} - h_{a2})$. Como mostrado nos exemplos anteriores, esse termo pode ser avaliado alternativamente utilizando tabelas de gás ideal para o ar.

10.5.6 Mistura Adiabática de Duas Correntes de Ar Úmido

Um processo comum em sistemas de condicionamento de ar é a mistura de dois escoamentos de ar úmido, como mostrado na Fig. 10.11. O objetivo da análise termodinâmica de tal processo é normalmente determinar a vazão e o estado do escoamento de saída para vazões e estados especificados de cada um dos escoamentos de entrada. O caso de mistura adiabática é modelado pela Eq. 10.12, como descrito a seguir.

Os balanços de taxa de massa para o ar seco e para o vapor d'água em regime permanente são, respectivamente,

$$\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2} = \dot{m}_{a3} \quad \text{(ar seco)} \qquad (10.12a)$$
$$\dot{m}_{v1} + \dot{m}_{v2} = \dot{m}_{v3} \quad \text{(vapor d'água)}$$

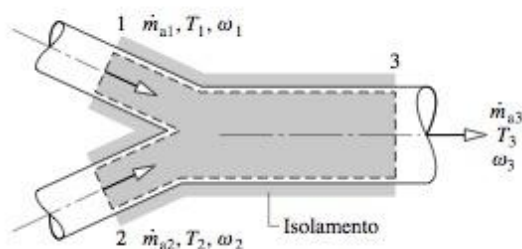



Figura 10.11 Mistura adiabática de duas correntes de ar úmido.

Com $\dot{m}_v = \omega\dot{m}_a$, o balanço de massa do vapor d'água torna-se

$$\omega_1\dot{m}_{a1} + \omega_2\dot{m}_{a2} = \omega_3\dot{m}_{a3} \qquad \text{(vapor d'água)} \tag{10.12b}$$

Admitindo $\dot{Q}_{vc} = \dot{W}_{vc} = 0$ e desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, o balanço da taxa de energia em regime permanente reduz-se a

$$\dot{m}_{a1}(h_{a1} + \omega_1 h_{g1}) + \dot{m}_{a2}(h_{a2} + \omega_2 h_{g2}) = \dot{m}_{a3}(h_{a3} + \omega_3 h_{g3}) \tag{10.12c}$$

onde as entalpias do vapor d'água na entrada e na saída são avaliadas como valores de vapor saturado nas respectivas temperaturas de bulbo seco.

Se as vazões de entrada e os estados são conhecidos, as Eqs. 10.12 são três equações com três incógnitas: $\dot{m}_{a3}$, ω_3 e $(h_{a3} + \omega_3 h_{g3})$. A solução dessas equações será apresentada no próximo exemplo.

EXEMPLO 10.6

MISTURA ADIABÁTICA DE CORRENTES DE AR ÚMIDO

Uma corrente de ar úmido com uma vazão volumétrica de 142 m³/min a 5°C e umidade de 0,002 kg(vapor)/kg(ar seco) é misturada adiabaticamente com uma segunda corrente de ar úmido com vazão volumétrica de 425 m³/min a 24°C e 50% de umidade relativa. A pressão permanece constante em 1 bar. Determine **(a)** a umidade e **(b)** a temperatura da corrente após a mistura em °C.

Solução

Dados: Uma corrente de ar úmido a 5°C, $\omega = 0{,}002$ kg(vapor)/kg(ar seco), com uma vazão volumétrica de 142 m³/min é misturada adiabaticamente com outra corrente de ar úmido com vazão volumétrica de 425 m³/min a 4°C e $\phi = 50\%$.

Determinar: A umidade e a temperatura, em °C, da corrente na saída do volume de controle, após a mistura.

Esquema e Dados Fornecidos:

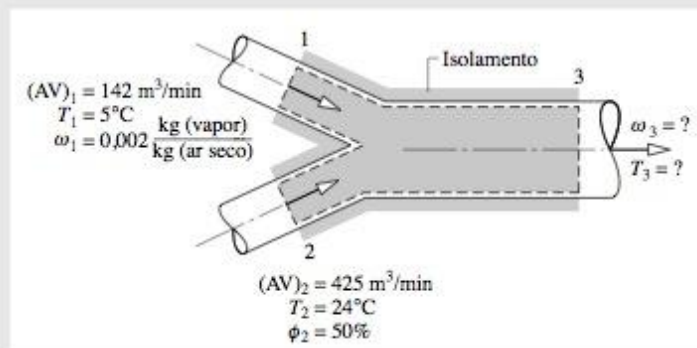



Figura E10.6

Hipóteses:

1. O volume de controle mostrado na figura opera em regime permanente. As variações nas energias cinética e potencial podem se desprezadas e $\dot{W}_{vc} = 0$.
2. Não há transferência de calor para a vizinhança.
3. A pressão permanece constante em 1 bar.

Análise: **(a)** A umidade ω_3 pode ser encontrada através dos balanços das taxas de massas para o ar seco e para o vapor d'água, respectivamente,

$$\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2} = \dot{m}_{a3} \qquad \text{(ar seco)}$$
$$\dot{m}_{v1} + \dot{m}_{v2} = \dot{m}_{v3} \qquad \text{(vapor d'água)}$$

Com $\dot{m}_{v1} = \omega_1 \dot{m}_{a1}$, $\dot{m}_{v2} = \omega_2 \dot{m}_{a2}$, e $\dot{m}_{v3} = \omega_3 \dot{m}_{a3}$, o segundo desses balanço torna-se

$$\omega_1 \dot{m}_{a1} + \omega_2 \dot{m}_{a2} = \omega_3 \dot{m}_{a3}$$

Resolvendo, temos

$$\omega_3 = \frac{\omega_1 \dot{m}_{a1} + \omega_2 \dot{m}_{a2}}{\dot{m}_{a3}}$$

Como $\dot{m}_{a3} = \dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}$, esta expressão pode ser escrita como

$$\omega_3 = \frac{\omega_1 \dot{m}_{a1} + \omega_2 \dot{m}_{a2}}{\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}}$$

A determinação de ω_3 requer os valores de ω_2, $\dot{m}_{a1}$ e $\dot{m}_{a2}$. As vazões de ar seco, $\dot{m}_{a1}$ e $\dot{m}_{a2}$, podem ser encontradas como nos exemplos anteriores utilizando as vazões volumétricas dadas

$$\dot{m}_{a1} = \frac{(AV)_1}{v_{a1}}, \qquad \dot{m}_{a2} = \frac{(AV)_2}{v_{a2}}$$

Os valores de v_{a1} e v_{a2} são encontrados na carta psicrométrica, Fig. T-4. Então, para $\omega_1 = 0{,}002$ e $T_1 = 5°C$, $v_{a1} = 0{,}79$ m³/kg (ar seco). Para $\phi_2 = 50\%$ e $T_2 = 24°C$, $v_{a2} = 0{,}855$ m³/kg(ar seco) e $\omega_2 = 0{,}0094$. As vazões mássicas de ar seco são $\dot{m}_{a1} = 180$ kg(ar seco)/min e $\dot{m}_{a2} = 497$ kg(ar seco)/min. Inserindo os valores na expressão para ω_3

$$\omega_3 = \frac{(0{,}002)(180) + (0{,}0094)(497)}{180 + 497} = 0{,}0074 \frac{\text{kg(vapor)}}{\text{kg(ar seco)}} \triangleleft$$

(b) A temperatura T_3 da corrente misturada de saída pode ser encontrada a partir do balanço da taxa de energia. Simplificando o balanço da taxa de energia com base nas hipóteses 1 e 2, temos

$$\dot{m}_{a1}(h_a + \omega h_v)_1 + \dot{m}_{a2}(h_a + \omega h_v)_2 = \dot{m}_{a3}(h_a + \omega h_v)_3 \qquad (1)$$

Resolvendo

$$(h_a + \omega h_v)_3 = \frac{\dot{m}_{a1}(h_a + \omega h_v)_1 + \dot{m}_{a2}(h_a + \omega h_v)_2}{\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}} \qquad (2)$$

Com $(h_a + \omega h_v)_1 = 10$ kJ/kg(ar seco) e $(h_a + \omega h_v)_2 = 47{,}8$ kJ/kg(ar seco) da Fig. T-4 e outros valores conhecidos,

$$(h_a + \omega h_v)_3 = \frac{180(10) + 497(47{,}8)}{180 + 497} = 37{,}7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg(ar seco)}}$$

Esse valor da entalpia do ar úmido na saída, com o valor determinado previamente para ω_3, fixa o estado do ar misturado que deixa o volume de controle. Por inspeção da Fig. T-4, $T_3 = 19°C$. ◁

Solução Alternativa: O uso da carta psicrométrica facilita a solução para T_3. Sem a carta, uma solução iterativa da Equação (2) utilizando dados tabelados poderia ser usada como no Exemplo 10.4. Alternativamente, T_3 pode ser determinada utilizando o seguinte programa *IT*, onde ϕ_2 é representado como phi2, as vazões volumétricas 1 e 2 são representadas por AV1 e AV2, respectivamente, e assim por diante.

```
// Dados fornecidos
T1 = 5 // °C
w1 = 0,002 // kg(vapor)/ kg(ar seco)
AV1 = 142 // m3/min
T2 = 24 // °C
phi2 = 0,5
AV2 = 425 // m3/min
p = 1 // bar

// Balanços de massa de vapor d'água e ar seco:
w1 * mdota1 + w2 * mdota2 = w3 * mdota3
mdota1 + mdota2 = mdota3

// Avaliar as vazões mássicas de ar seco
❶ mdota1 = AV1 / va1
va1 = va_Tw(T1, w1, p)
mdota2 = AV2 / va2
va2 = va_Tphi(T2, phi2, p)

// Determinar w2
w2 = w_Tphi(T2, phi2, p)

// Balanço de energia, Eq. (1), fornece
mdota1 * h1 + mdota2 * h2 = mdota3 * h3
h1 = ha_Tw(T1, w1)
h2 = ha_Tphi(T2, phi2, p)
h3 = ha_Tw(T3, w3)
```

Utilizando o botão **Solve**, o resultado é $T_3 = 19{,}01°C$ e $\omega_3 = 0{,}00745$ kg (vapor)/kg (ar seco), os quais estão de acordo com a solução da carta psicrométrica.

❶ Observe aqui o uso das funções especiais *Moist Air* listadas no menu **Properties** do *IT*.

10.6 Torres de Arrefecimento

As instalações de potência para geração de eletricidade descarregam invariavelmente uma quantidade considerável de energia para sua vizinhança sob a forma de calor (Cap. 8). Embora a água de um rio ou de um lago próximo possa ser utilizada para retirar essa energia, torres de arrefecimento constituem uma alternativa em locais onde o resfriamento necessário não possa ser obtido a partir de fontes naturais ou onde as preocupações com o meio ambiente limitem a temperatura da água de resfriamento que retorna para a vizinhança. As torres de arrefecimento também são freqüentemente utilizadas para fornecer o resfriamento de água em outras aplicações que não usinas elétricas.

As torres de arrefecimento podem operar por convecção *natural* ou *forçada*. Elas também podem possuir arranjos de escoamento em *contracorrente*, *cruzado* ou uma combinação destes. Uma torre de arrefecimento que utiliza convecção forçada em contracorrente é mostrada na Fig. 10.12. A água quente a ser resfriada entra em 1 e é atomizada na parte superior da torre. A água que desce normalmente passa através de uma série de chicanas cuja finalidade é mantê-la reduzida a pequenas gotas para promover a evaporação. Ar atmosférico, que é aspirado em 3 pelo ventilador apresenta um movimento ascendente no interior da torre contrário ao movimento descendente das gotas de água. À medida que as duas correntes interagem, uma pequena parcela da água evapora sendo adicionada ao ar úmido, que sai em 4 com uma umidade maior que a do ar úmido que entra em 3. A energia necessária à evaporação é fornecida principalmente pela parcela da corrente de água que entra e não evapora, o que leva a temperatura da água que sai em 2 a ser inferior à temperatura da água que entra em 1. Como parte da água que entra é evaporada e adicionada ao

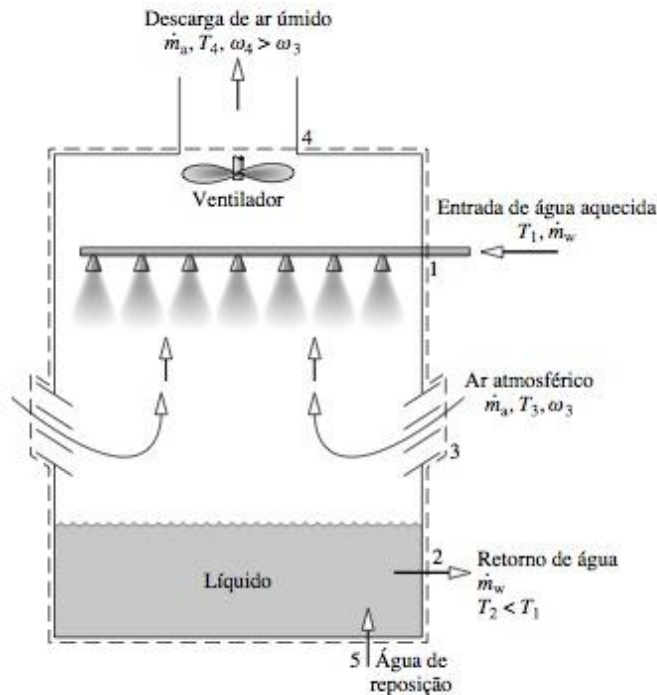



Figura 10.12 Diagrama esquemático de uma torre de arrefecimento.

ar úmido, uma quantidade equivalente de água de reposição é adicionada em 5 para que a vazão mássica de retorno de água resfriada seja igual à vazão de água aquecida que entra em 1.

Para operação em regime permanente, os balanços de massa para o ar seco e a água e o balanço de energia total na torre de arrefecimento fornecem informação sobre o desempenho da torre. Ao aplicar o balanço de energia, a troca de calor com a vizinhança é normalmente desprezada. A potência de entrada para o ventilador da torre de convecção forçada também pode ser desprezada quando comparada com outras parcelas de energia envolvidas no processo. O exemplo a seguir ilustra a análise de uma torre de arrefecimento utilizando o princípio de conservação de massa e de energia juntamente com valores de propriedades para o ar seco e para a água.

EXEMPLO 10.7

TORRE DE ARREFECIMENTO DE UMA USINA TERMOELÉTRICA

Água saindo do condensador de uma usina termoelétrica a 38°C entra em uma torre de arrefecimento com uma vazão mássica de $4{,}5 \times 10^7$ kg/h. Uma corrente de água resfriada retorna ao condensador proveniente de uma torre de arrefecimento com uma temperatura de 30°C e com a mesma vazão. Água de reposição é adicionada em uma corrente separada a 20°C. Ar atmosférico entra na torre de arrefecimento a 25°C e 35% de umidade relativa. Ar úmido deixa a torre a 35°C e com 90% de umidade relativa. Determine as vazões mássicas de ar seco e de água de reposição, em kg/h. A torre de arrefecimento opera em regime permanente. As trocas de calor com a vizinhança e a potência do ventilador bem como as variações nas energias cinética e potencial podem ser desprezadas. A pressão permanece constante em 1 atm.

Solução

Dados: Uma corrente de água líquida entra em uma torre de arrefecimento proveniente de um condensador a 38°C com uma vazão conhecida. Uma corrente de água resfriada retorna ao condensador a 30°C com a mesma vazão. Água de reposição é adicionada a 20°C. Ar a pressão atmosférica entra na torre a 25°C e $\phi = 35\%$. Ar úmido sai da torre a 35°C e $\phi = 90\%$.

Determinar: As vazões mássicas de ar seco e de água de reposição, em kg/h.

Esquema e Dados Fornecidos:

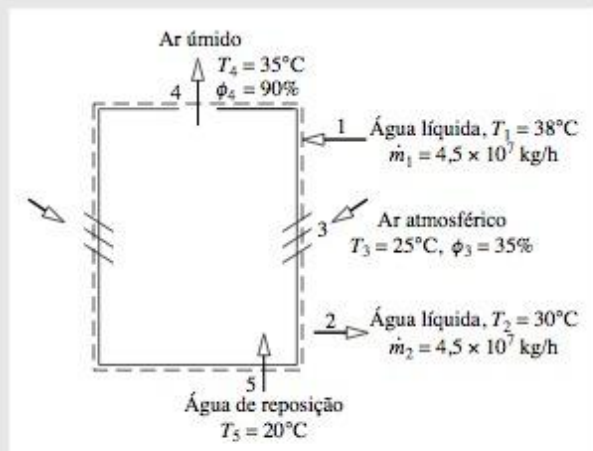



Figura E10.7

Hipóteses:

1. O volume de controle mostrado na figura opera em regime permanente. As trocas de calor com a vizinhança podem ser desprezadas bem com a variação nas energias cinética e potencial; também $\dot{W}_{vc} = 0$.

2. Para avaliar as entalpias específicas, os escoamentos líquidos são considerados no estado de líquido saturado à temperatura correspondente.

3. A pressão é constante e igual a 1 atm.

Análise: As vazões mássicas pedidas podem ser determinadas a partir dos balanços de massa e de energia. Os balanços de massa para o ar seco e a água reduzem-se em regime permanente a

$$\dot{m}_{a3} = \dot{m}_{a4} \qquad \text{(ar seco)}$$
$$\dot{m}_1 + \dot{m}_5 + \dot{m}_{v3} = \dot{m}_2 + \dot{m}_{v4} \qquad \text{(água)}$$

A vazão mássica comum de ar seco é representada por $\dot{m}_a$. Como $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$, a segunda dessas equações torna-se

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_{v4} - \dot{m}_{v3}$$

Com $\dot{m}_{v3} = \omega_3 \dot{m}_a$ e $\dot{m}_{v4} = \omega_4 \dot{m}_a$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_a(\omega_4 - \omega_3)$$

Conseqüentemente, as duas vazões mássicas procuradas, $\dot{m}_a$ e $\dot{m}_5$, são relacionadas por essa equação. Uma outra equação relacionando as vazões mássicas é fornecida pelo balanço da taxa de energia.

Simplificando o balanço da taxa de energia com a hipótese 1, vem

$$0 = \dot{m}_1 h_{w1} + (\dot{m}_a h_{a3} + \dot{m}_{v3} h_{v3}) + \dot{m}_5 h_{w5} - \dot{m}_2 h_{w2} - (\dot{m}_a h_{a4} + \dot{m}_{v4} h_{v4})$$

Avaliando as entalpias do vapor d'água a partir dos valores de vapor saturado nas respectivas temperaturas e a entalpia de cada corrente de líquido como entalpia de líquido saturado na respectiva temperatura, a equação da taxa de energia se torna

$$0 = \dot{m}_1 h_{f1} + (\dot{m}_a h_{a3} + \dot{m}_{v3} h_{g3}) + \dot{m}_5 h_{f5} - \dot{m}_2 h_{f2} - (\dot{m}_a h_{a4} + \dot{m}_{v4} h_{g4})$$

Introduzindo $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$, $\dot{m}_5 = \dot{m}_a(\omega_4 - \omega_3)$, $\dot{m}_{v3} = \omega_3 \dot{m}_a$, e $\dot{m}_{v4} = \omega_4 \dot{m}_a$ e resolvendo para $\dot{m}_a$,

❶
$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_1(h_{f1} - h_{f2})}{h_{a4} - h_{a3} + \omega_4 h_{g4} - \omega_3 h_{g3} - (\omega_4 - \omega_3) h_{f5}}$$

As umidades ω_3 e ω_4 necessárias para a avaliação desta expressão podem ser determinadas pela Eq. 10.5, utilizando a pressão parcial do vapor d'água obtida com a umidade relativa correspondente. Desta forma, $\omega_3 = 0,00688$ kg(vapor)/kg(ar seco) e $\omega_4 = 0,0327$ kg(vapor)/kg(ar seco).

Com as entalpias da Tabela T-2 e T-9, como apropriado, e os valores conhecidos de ω_3, ω_4 e $\dot{m}_1$, a expressão para $\dot{m}_a$ se torna

$$\dot{m}_a = \frac{(4{,}5 \times 10^7)(159{,}21 - 125{,}79)}{(308{,}2 - 298{,}2) + (0{,}0327)(2565{,}3) - (0{,}00688)(2547{,}2) - (0{,}0258)(83{,}96)} \triangleleft$$
$$= 2{,}03 \times 10^7 \text{ kg/h}$$

Finalmente, inserindo os valores conhecidos na expressão para $\dot{m}_5$, resulta em

$$\dot{m}_5 = (2{,}03 \times 10^7)(0{,}0327 - 0{,}00688) = 5{,}24 \times 10^5 \text{ kg/h} \triangleleft$$

❶ Essa expressão para $\dot{m}_a$ pode ser rearrumada na forma

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_1(h_{f1} - h_{f2})}{\underline{(h_{a4} + \omega_4 h_{g4})} - \underline{(h_{a3} + \omega_3 h_{g3})} - (\omega_4 - \omega_3)h_{f5}}$$

Os termos sublinhados, assim como ω_3 e ω_4, podem ser obtidos por inspeção da carta psicrométrica.

10.7 Resumo do Capítulo e Guia de Estudo

Neste capítulo, aplicamos os princípios da termodinâmica, em aplicações *psicrométricas* envolvendo misturas de ar e vapor d'água com possível presença de água líquida. Termos especiais comumente utilizados em psicrometria foram introduzidos, incluindo ar úmido, umidade, umidade relativa, entalpia de mistura e temperaturas de ponto de orvalho, de bulbo seco e de bulbo úmido. A *carta psicrométrica*, que fornece uma representação gráfica de importantes propriedades de ar úmido, foi introduzida. Os princípios de conservação de massa e de energia foram formulados em função de grandezas psicrométricas, e aplicações típicas de condicionamento de ar foram consideradas, incluindo desumidificação e umidificação, resfriamento evaporativo e mistura de correntes de ar úmido. Foi efetuada também uma discussão sobre torres de arrefecimento.

A lista a seguir serve como guia de estudo para este capítulo. Quando seu estudo do texto e dos exercícios de final de capítulo estiverem completados você deve ser capaz de:

- descrever o significado dos termos listados em negrito nas margens ao longo do capítulo e entender cada um dos conceitos relacionados a estes termos. O subconjunto de termos-chave listado aqui na margem é particularmente importante.
- avaliar a umidade, a umidade relativa, a entalpia de mistura e a temperatura do ponto de orvalho.
- utilizar a carta psicrométrica.
- aplicar os princípios de conservação de massa e de energia e a segunda lei da termodinâmica para analisar processos de condicionamento de ar e torres de arrefecimento.

modelo de Dalton
pressão parcial
ar seco
ar úmido
umidade
umidade relativa
entalpia de mistura
temperatura do ponto de orvalho
temperatura de bulbo seco
temperatura de bulbo úmido
carta psicrométrica

PROBLEMAS

Explorando Princípios Psicrométricos

10.1 Uma tubulação com água a 13°C passa através de um porão no qual o ar se encontra a 21°C. Qual a umidade relativa máxima que o ar pode alcançar antes que ocorra condensação ao redor da tubulação?

10.2 Uma lata de refrigerante a uma temperatura de 40°F é retirada de um refrigerador e colocada em um ambiente em que a temperatura é de 70°F e a umidade relativa é 70%. Explique por que se formam gotículas de água na superfície externa da lata. Forneça os cálculos para justificar sua explicação.

10.3 Ao entrar em uma residência mantida a 20°C em um dia no qual a temperatura externa é de 10°C, observa-se que os óculos de uma pessoa *não* embaçam. O medidor de umidade relativa indica que a umidade relativa no interior da residência é de 55%. Essa leitura pode estar correta? Apresente cálculos que justifiquem sua resposta.

10.4 Uma quantidade fixa de ar úmido inicialmente a 1 bar e a uma umidade relativa de 60% é comprimida isotermicamente até que a condensação de água se inicie. Determine a pressão da mistura no início da condensação, em bar. Repita o cálculo para uma umidade relativa inicial de 90%.

10.5 Utilizando a carta psicrométrica, Fig. T-4, determine

(a) a umidade relativa, a umidade e a entalpia específica da mistura em kJ por kg de ar seco, correspondente às temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido de 30 e 25°C, respectivamente;

(b) a umidade, a entalpia específica de mistura e a temperatura de bulbo úmido correspondente a uma temperatura de bulbo seco de 30°C e 60% de umidade relativa;

(c) a temperatura do ponto de orvalho correspondente às temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido de 30 e 20°C, respectivamente;

(d) Repita os itens (a)–(c) utilizando o *Interactive Thermodynamics: IT*.

10.6 Utilizando a carta psicrométrica, Fig. T-4E, determine

(a) a temperatura do ponto de orvalho correspondente às temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido de 80 e 70°F, respectivamente;

(b) a umidade e a entalpia específica de mistura, em Btu por lb de ar seco, e a temperatura de bulbo úmido correspondente à temperatura de bulbo seco de 80°F e 70% de umidade ralativa;

(c) a umidade relativa, a umidade e a entalpia específica de mistura correspondente às temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido de 80 e 65°F, respectivamente;

(d) Repita os itens (a)–(c) utilizando o *Interactive Thermodynamics: IT*.

APLICAÇÕES DE CONDICIONAMENTO DE AR

10.7 Um ventilador no interior de um duto isolado descarrega ar úmido na saída do duto a 22°C, 60% de umidade relativa e com uma vazão volumétrica de 0,5 m^3/s. Em regime permanente, a potência de entrada do ventilador é de 1,3 kW. Utilizando a carta psicrométrica, determine a temperatura e a umidade relativa na entrada do duto.

10.8 Ar úmido entra em um sistema de condicionamento de ar, como mostrado na Fig. 10.8, a 26°C, $\phi = 80\%$ e com uma vazão volumétrica de 0,47 m^3/s. Na saída da seção de aquecimento o ar úmido encontra-se a 26°C, $\phi = 50\%$. Para operação em regime permanente e desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine

(a) a taxa de energia removida por transferência de calor na seção do desumidificador, em TR;

(b) a taxa de energia adicionada por transferência de calor na seção de aquecimento, em kW.

10.9 Ar a 1 atm com temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido de 82 e 68°F, respectivamente, entra em um duto com uma vazão mássica de 10 lb/min e é resfriado a uma pressão essencialmente constante até 62°F. Para operação em regime permanente e desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine, utilizando dados de tabela

(a) a umidade relativa na entrada do duto;

(b) a taxa de transferência de calor, em Btu/min.

(c) Verifique suas respostas utilizando dados da carta psicrométrica.

(d) Verifique suas respostas utilizando o *Interactive Thermodynamics: IT*.

10.10 Ar a 35°C, 1 atm e 50% de umidade relativa entra em um desumidificador operando em regime permanente. Ar úmido saturado e condensado saem em correntes separadas, a 15°C, cada uma. Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine, utilizando dados de tabela

(a) a transferência de calor do ar úmido, em kJ por kg de ar seco;

(b) a quantidade de água condensada em kg por kg de ar seco.

(c) Verifique suas respostas utilizando dados da carta psicrométrica.

(d) Verifique suas respostas utilizando o *Interactive Thermodynamics: IT*.

10.11 Ar a 80°F, 1 atm e 70% de umidade relativa entra em um desumidificador operando em regime permanente com uma vazão mássica de 1 lb/s. Ar úmido saturado e condensado saem do condensador em correntes separadas, a 50°F, cada. Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine, utilizando dados de tabela

(a) a taxa de transferência de calor do ar úmido, em TR;

(b) a taxa segundo a qual a água condensa, em lb/s.

(c) Verifique suas respostas utilizando dados da carta psicrométrica.

(d) Verifique suas respostas utilizando o *Interactive Thermodynamics: IT*.

10.12 Um condicionador de ar operando em regime permanente recebe ar úmido a 28°C, 1 bar, e 70% de umidade relativa. O ar úmido passa primeiro sobre uma serpentina refrigerada na unidade do desumidificador e uma parcela do vapor d'água é condensada. A troca de calor entre o ar úmido e a serpentina refrigerada é de 11 TR. Correntes de ar úmido saturado e condensado saem da unidade de desumidificação a uma mesma temperatura. O ar úmido passa então através de uma unidade de aquecimento, saindo a 24°C, 1 bar e 40% de umidade relativa. Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine

(a) a temperatura do ar úmido que sai da unidade de desumidifcação, em °C;

(b) a vazão volumétrica do ar entrando na unidade de condicionamento de ar, em m^3/min;

(c) a taxa segundo a qual a água condensa, em kg/min;

(d) a taxa de troca de calor com o ar que passa através da unidade de aquecimento, em kW.

10.13 Ar externo a 50°F, 1 atm e 40% de umidade relativa entra em um equipamento de condicionamento de ar operando em regime permanente. Água líquida é injetada a 45°F e uma corrente de ar úmido sai com uma vazão volumétrica de 1000 ft^3/min a 90°F, 1 atm e umidade relativa de 40%. Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine

(a) a taxa segundo a qual a água é injetada, em lb/min;

(b) a taxa de transferência de calor para o ar úmido, em Btu/h.

10.14 Um sistema de condicionamento de ar consiste em uma seção de atomização seguida de um reaquecedor. Ar úmido a 32°C e $\phi = 77\%$ entra no sistema e passa através de um atomizador de água, deixando a seção de atomização resfriado e saturado com água. O ar úmido é então aquecido até 25°C e $\phi = 45\%$ sem mudança no conteúdo de vapor d'água presente. Para operação em regime permanente, determine

(a) a temperatura do ar úmido que sai da seção de atomização em °C;

(b) a variação na quantidade de vapor d'água contida no ar úmido que passa através do sistema, em kg por kg de ar seco.

Localize os estados principais em uma carta psicrométrica.

10.15 Ar úmido a 95°F, 1 atm e umidade relativa de 30% entra em um equipamento de umidificação a atomização de vapor operando em regime permanente com uma vazão volumétrica de 5700 ft³/min. Vapor d'água saturado a 230°F é atomizado no ar úmido, que sai, então, do equipamento com uma umidade relativa de 50%. A troca de calor entre o equipamento e sua vizinhança pode ser desprezada, bem como os efeitos das energias cinética e potencial. Determine

(a) a temperatura da corrente de saída do ar úmido em °F;

(b) a taxa segundo a qual o vapor é injetado, em lb/min.

10.16 Ar externo a 50°F, 1 atm e 40% de umidade relativa entra em um condicionador de ar operando em regime permanente com uma vazão mássica de 3,3 lb/s. O ar é aquecido inicialmente a pressão constante a 90°F. Água líquida a 60°F é então injetada levando o ar para 70°F, 1 atm. Determine

(a) a taxa de transferência de calor para o ar que passa através da seção de aquecimento, em Btu/s;

(b) a taxa segundo a qual a água é injetada, em lb/s;

(c) a umidade relativa na saída da seção de umidificação;

Os efeitos das energias cinética e potencial podem ser desprezados.

10.17 Em um secador industrial operando em regime permanente, ar atmosférico a 80°F, 1 atm e 65% de umidade relativa é aquecido inicialmente até 280°F a uma pressão constante. O ar aquecido passa então sobre os materiais a serem secos, saindo do secador a 150°F, 1 atm e 30% de umidade relativa. Se a umidade deve ser removida dos materiais a uma taxa de 2700 lb/h, determine

(a) a vazão mássica de ar seco necessária, em lb/h;

(b) a taxa de transferência de calor para o ar conforme ele passa através da seção de aquecimento, em Btu/h;

Despreze os efeitos das energias cinética e potencial.

10.18 Um sistema de aquecimento e umidificação de ar trata duas correntes de ar úmido que entram em dois locais. No primeiro, recebe uma vazão volumétrica de 250 ft³/min de ar úmido a 40°F, 1 atm e 80% de umidade relativa. No segundo, recebe uma vazão volumétrica de ar úmido de 1000 ft³/min a 60°F, 1 atm e 80% de umidade relativa. Água líquida é injetada a 55°F. Uma corrente única de ar úmido sai do sistema a 85°F, 1 atm e com 35% de umidade relativa. Determine

(a) a taxa de transferência de calor para o equipamento, em Btu/min;

(b) a taxa segundo a qual água líquida é injetada em lb/min.

Despreze os efeitos das energias cinética e potencial.

10.19 Ar a 35°C, 1 bar e 10% de umidade relativa entra em um resfriador evaporativo operando em regime permanente. A vazão volumétrica do ar na entrada é de 50 m³/min. Água líquida a 20°C entra no resfriador e evapora completamente. Ar úmido sai do resfriador a 25°C e 1 bar. Supondo não haver troca de calor significativa entre o equipamento e sua vizinhança, determine

(a) a taxa segundo a qual o líquido entra, em kg/min;

(b) a umidade relativa na saída.

Despreze os efeitos das energias cinética e potencial.

10.20 Ar atmosférico com temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido de 33 e 29°C, respectivamente, entra em uma câmara bem isolada operando em regime permanente e se mistura com o ar que entra com temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido de 16 e 12°C, respectivamente. A vazão volumétrica da corrente de temperatura mais baixa é três vezes a da outra corrente. Uma única corrente misturada sai da câmara. A pressão é constante e igual a 1 atm. Despreze os efeitos das energias cinética e potencial e determine para a corrente que sai

(a) a umidade relativa;

(b) a temperatura, em °C.

10.21 Em regime permanente, uma corrente de ar úmido (corrente 1) é misturada adiabaticamente com uma outra corrente (corrente 2). A corrente 1 encontra-se a 55°F e 20% de umidade relativa, com uma vazão volumétrica de 650 ft³/min. Uma única corrente sai da câmara de mistura a 66°F, 1 atm e 60% de umidade relativa, com uma vazão volumétrica de 1500 ft³/min. Determine para a corrente 2

(a) a umidade relativa;

(b) a temperatura, em °F;

(c) a vazão mássica, em lb/min.

10.22 Ar a 30°C, 1 bar, 50% de umidade relativa entra em uma câmara isolada operando em regime permanente com uma vazão de 3 kg/min e se mistura com uma corrente saturada de ar úmido entrando a 5°C, 1 bar com uma vazão mássica de 5 kg/min. Uma corrente única misturada sai a 1 bar. Determine a umidade relativa e a temperatura em °C, da corrente que sai. Despreze os efeitos das energias cinética e potencial.

Torres de Arrefecimento

10.23 Em um condensador de uma instalação de potência, a energia é descarregada sob a forma de calor a uma taxa de 836 MW para a água de arrefecimento que sai do condensador a 40°C para o interior da torre de arrefecimento. A água resfriada a 20°C retorna ao condensador. Ar atmosférico entra na torre a 25°C, 1 atm e 35% de umidade relativa. Ar úmido sai a 35°C, 1 atm e 90% de umidade relativa. Água de reposição é fornecida a 20°C. Para operação em regime permanente, determine a vazão mássica, em kg/s,

(a) do ar atmosférico entrando;

(b) da água de reposição.

Despreze os efeitos das energias cinética e potencial.

10.24 Água líquida a 120°C e uma vazão mássica de 3×10^5 lb/h entra em uma torre de arrefecimento operando em regi-

me permanente. Água líquida sai da torre a 80°F. Nenhuma água de reposição é fornecida. Ar atmosférico entra a 1 atm com uma temperatura de bulbo seco de 70°F e uma temperatura de bulbo úmido de 60°F. Ar saturado sai a 110°F e 1 atm. Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine a vazão mássica da corrente de água resfriada que deixa a torre, em lb/h.

10.25 Água líquida a 50°C entra em uma torre de refrigeração forçada operando em regime permanente. A água resfriada sai da torre com uma vazão mássica de 80 kg/min. Nenhuma água de reposição é fornecida. Um ventilador localizado no interior da torre injeta ar atmosférico a 17°C, 0,098 MPa, 60% de umidade relativa com uma vazão volumétrica de 110 m^3/min. Ar saturado sai da torre a 30°C, 0,098 MPa. A potência de entrada do ventilador é de 8 kW. Desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, determine

(a) a vazão mássica da corrente de líquido entrando, em kg/min;

(b) a temperatura da corrente de líquido resfriada na saída, em °C.

10.26 Água líquida a 110°F com vazão volumétrica de 250 ft^3/min entra em uma torre de arrefecimento operando em regime permanente. Água resfriada sai da torre de arrefecimento a 88°F. Ar atmosférico entra na torre a 80°F, 1 atm e 40% de umidade relativa, e ar úmido saturado a 105°F e 1 atm sai da torre de arrefecimento. Determine as vazões mássicas de ar seco e de água de arrefecimento, em lb/min. Despreze os efeitos das energias cinética e potencial.

10.27 Água líquida a 120°F entra em uma torre de arrefecimento operando em regime permanente com uma vazão mássica de 140 lb/s. Ar atmosférico entra a 80°F, 1 atm e 30% de umidade relativa. Ar saturado sai a 100°F e 1 atm. Nenhuma água de reposição é fornecida. Represente graficamente a vazão mássica de ar seco necessário, em lb/h, versus a temperatura na qual a água resfriada sai da torre. Considere as faixas de temperaturas de 60 a 90°F. Despreze os efeitos das energias cinética e potencial.

10.28 Água líquida a 100°F com vazão volumétrica de 200 gal/min entra em uma torre de arrefecimento operando em regime permanente. Ar atmosférico entra a 1 atm com uma temperatura de bulbo seco de 80°F e uma temperatura de bulbo úmido de 60°F. Ar úmido sai da torre de arrefecimento a 90°F e 90% de umidade relativa. Água de reposição é fornecida a 80°F. Represente graficamente as vazões mássicas de ar seco e de água de reposição, em lb/h, versus a temperatura na qual a água resfriada sai da torre. Considere as faixas de temperaturas de 80 a 100°F. Despreze os efeitos das energias cinética e potencial.

Capítulo 11 fluidos

Introdução à Mecânica dos Fluidos: Estática dos Fluidos

Introdução...

A mecânica dos fluidos é a disciplina que pertence ao vasto campo da mecânica aplicada cujo foco é o comportamento de fluidos em repouso ou em movimento. Tanto líquidos como gases são fluidos. (Uma definição mais completa de fluido é dada na Seção 12.1.) Esse campo da mecânica engloba obviamente uma vasta gama de problemas que podem variar desde o estudo do escoamento do sangue nos capilares (que têm apenas poucos mícrons de diâmetro) até o escoamento de óleo bruto através de oleodutos com 800 milhas de comprimento (cerca de 13000 km) e 4 pés de diâmetro (aproximadamente 1,2 m), no Alasca. Os princípios da mecânica dos fluidos explicam por que as aeronaves são construídas com superfícies aerodinâmicas lisas, ao passo que as bolas de golfe são feitas com superfícies rugosas (dotadas de ranhuras).

Além disso, como discutido no Cap. 1, os princípios e os conceitos da mecânica dos fluidos estão freqüentemente envolvidos no estudo e na análise de sistemas térmicos. Portanto, é altamente provável que durante a sua carreira de engenheiro você seja envolvido na análise e no projeto de sistemas que requerem um bom conhecimento de mecânica dos fluidos. Esta introdução fornecerá uma base sólida sobre aspectos fundamentais da mecânica dos fluidos.

Consideraremos neste capítulo uma importante classe de problemas na qual o fluido está em *repouso*. Nesse caso, as únicas forças presentes serão devidas à ação da pressão atuando sobre a superfície de uma partícula do fluido e o peso da partícula. Por conseguinte, o ***objetivo*** deste capítulo é investigar a pressão e sua variação ao longo de um fluido em repouso e o efeito da pressão em superfícies submersas ou parcialmente submersas.

objetivo do capítulo

11.1 Variação da Pressão em um Fluido em Repouso

Como discutido brevemente na Seção 2.4.2, o termo pressão é utilizado para indicar a força normal por unidade de área em um dado ponto sobre um plano no interior de uma massa de fluido. A finalidade desta seção é determinar como a pressão de um fluido em repouso varia ponto a ponto.

Considere um pequeno elemento estacionário de fluido em uma certa posição arbitrária da massa do fluido como ilustrado na Fig. 11.1. Existem dois tipos de forças atuando sobre esse elemento: ***forças de superfície*** devidas à pressão e uma ***força de corpo*** igual ao peso do elemento. O peso, $\delta\mathcal{W}$, atua no sentido negativo da direção z e pode ser escrito como

força de superfície
força de corpo

$$\delta\mathcal{W} = \gamma\delta x\delta y\delta z \qquad (11.1)$$

onde o peso específico, $\gamma = \rho g$, é o peso do fluido por unidade de volume. (Seção 7.9)

As forças de pressão nos lados, nas superfícies superior e inferior do elemento de fluido são mostradas na Fig. 11.1. As forças resultantes nas direções x e y são

$$\delta F_x = (p_P - p_F)\delta y\delta z \qquad \text{e} \qquad \delta F_y = (p_E - p_D)\delta x\delta z \qquad (11.2)$$

onde os índices E, D, P e F referem-se às superfícies esquerda, direita, posterior e frontal do elemento do fluido, respectivamente.

Na direção z a força resultante é

$$\delta F_z = p\delta x\delta y - (p + dp)\delta x\delta y - \gamma\delta x\delta y\delta z = -dp\delta x\delta y - \gamma\delta x\delta y\delta z \qquad (11.3)$$

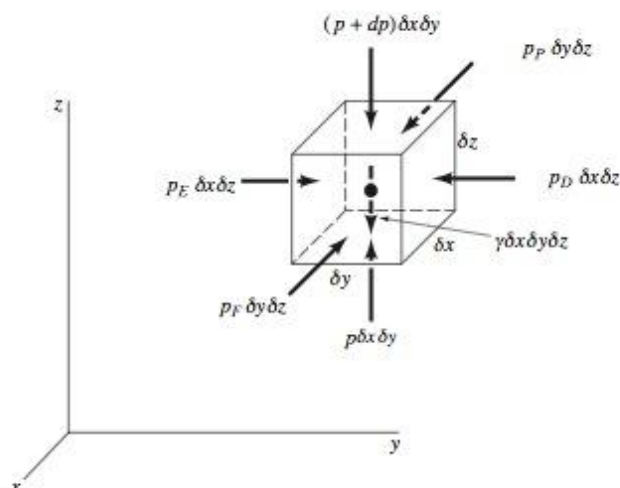



Figura 11.1 Forças de superfície e de corpo atuando em um pequeno elemento de fluido.

onde dp é a diferença de pressão entre a superfície superior e a inferior do elemento de fluido.

Para o equilíbrio do elemento de fluido (uma vez que ele está em repouso)

$$\Sigma F_x = 0 \qquad \Sigma F_y = 0 \qquad \Sigma F_z = 0 \tag{11.4}$$

Combinando as forças resultantes (Eqs. 11.2 e 11.3) com as condições de equilíbrio (Eq. 11.4), obtemos

$$(p_P - p_F)\delta y\delta z = 0 \qquad (p_E - p_D)\delta x\delta z = 0 \qquad -dp\delta x\delta y - \gamma\delta x\delta y\delta z = 0$$

Logo, nas direções x e y obtemos $p_P = p_F$ e $p_E = p_D$. Essas equações mostram que a pressão não depende de x ou de y. Assim sendo, à medida que nos movemos de um ponto a outro em um plano horizontal (qualquer plano paralelo ao plano x-y), a pressão não varia. Na direção z o balanço de forças se torna $dp = -\gamma\delta z$. Isto é,

$$\frac{dp}{dz} = -\gamma \tag{11.5}$$

A Eq. 11.5 é a equação fundamental para fluidos em repouso e pode ser utilizada para determinar como a pressão varia com a elevação. Essa equação indica que o gradiente de pressão na direção vertical é negativo; isto é, a pressão decresce à medida que nos movemos a montante em um fluido em repouso. Não há necessidade de que γ seja constante. Logo, a Eq. 11.5 é válida para fluidos com peso específico constante, como líquidos, assim como para fluidos cujo peso específico pode variar com a elevação, como o ar ou outros gases.

Para um *fluido incompressível* (ρ = constante) com g constante, a Eq. 11.5 pode ser integrada diretamente

$$\int_{p_1}^{p_2} dp = -\gamma \int_{z_1}^{z_2} dz$$

Figura 11.2 Notação para a variação de pressão em um fluido em repouso com uma superfície livre.

para fornecer

$$p_1 - p_2 = \gamma(z_2 - z_1) \tag{11.6}$$

onde p_1 e p_2 são pressões nas elevações verticais z_1 e z_2, como ilustrado na Fig. 11.2.

A Eq. 11.6 pode ser escrita sob forma compacta

$$p_1 - p_2 = \gamma h \tag{11.7}$$

onde h é a distância, $z_2 - z_1$, que é a profundidade do fluido medida a jusante da posição p_2. Esse tipo de distribuição de pressão é comumente denominada *distribuição de pressão hidrostática* e a Eq. 11.7 mostra que em um fluido incompressível em repouso a pressão varia linearmente com a profundidade. A pressão deve crescer com a profundidade para sustentar o fluido acima dela.

Também pode ser observado da Eq. 11.7 que a diferença de pressão entre dois pontos pode ser especificada pela distância h uma vez que

$$h = \frac{p_1 - p_2}{\gamma}$$

Nesse caso, h é denominada ***altura de carga*** e é interpretado como a altura de uma coluna de fluido de peso específico γ necessária para fornecer uma diferença de pressão $p_1 - p_2$.

altura de carga

Por Exemplo... para a água com um peso específico, $\gamma = 62{,}4$ lbf/ft^3, uma diferença de pressão de 100 lbf/ft^2 é igual a uma altura de carga $h = 100$ lbf/ft^2/62,4 lbf/ft^3 = 1,60 ft de água. ▲

Para aplicações com líquidos, temos freqüentemente uma superfície livre, conforme ilustrado na Fig. 11.2, e é conveniente utilizar essa superfície como plano de referência. A pressão de referência p_0 corresponderia à pressão atuando sobre a superfície livre (que é freqüentemente a pressão atmosférica) e então, se colocarmos $p_2 = p_0$ na Eq. 11.7, segue que a ***distribuição de pressão hidrostática*** para a pressão p em uma altura h abaixo da superfície livre é fornecida pela equação

$$p = \gamma h + p_0 \qquad (11.8)$$

distribuição de pressão hidrostática

Como demonstrado pela Eq. 11.8, a pressão em um fluido incompressível em repouso depende da altura do fluido em relação a um plano de referência e *não* é influenciada pelo *tamanho* ou *forma* do tanque ou recipiente no qual o fluido se encontre.

Deve-se enfatizar que se o peso específico, γ, do fluido não for constante, então a Eq. 11.8 não é válida e a maneira como γ varia deve ser especificada antes que a Eq. 11.5 possa ser integrada.

EXEMPLO 11.1

VARIAÇÃO DA PRESSÃO COM A PROFUNDIDADE

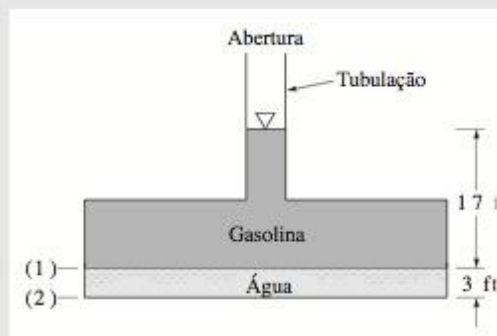
Devido a um vazamento em um tanque de armazenamento enterrado, água escoa ocupando o nível mostrado na Fig. E11.1. As pressões na interface gasolina-água e na parte inferior do tanque são maiores do que a pressão atmosférica na superfície superior livre da tubulação vertical conectada ao tanque. Represente essas pressões em relação à pressão atmosférica em unidades de lbf/ft^2, lbf/in^2 e como uma altura de carga em pés de coluna de água.

Solução

Dados: Gasolina e água estão contidas em um tanque de armazenamento. Os dois líquidos estão em repouso.

Determinar: A pressão e a altura de carga na interface gasolina-água e na parte inferior do tanque.

Esquema e Dados Fornecidos:

Figura E11.1

Hipóteses:
1. Os fluidos são modelados como incompressíveis.
2. Os fluidos estão em repouso.
3. Os pesos específicos da água e da gasolina são $\gamma_{\text{água}} = 62{,}4$ lbf/ft^3 e $\gamma_{\text{gasolina}} = 42{,}5$ lbf/ft^3. Observação: Essas e outras propriedades para fluidos comuns podem ser encontradas nas tabelas do Apêndice FM-1.

Análise: Como estamos lidando com líquidos em repouso, a distribuição de pressão será hidrostática e, conseqüentemente, a variação pode ser calculada pela Eq. 11.8 como

$$p = \gamma h + p_0$$

Com p_0 correspondendo à pressão na superfície livre da gasolina, a pressão na interface é

$$\begin{aligned} p_1 &= \gamma_{\text{gasolina}}\, h_{\text{gasolina}} + p_0 \\ &= (42{,}5\ \text{lbf/ft}^3)(17\ \text{ft}) + p_0 \\ &= (722 + p_0)\ \text{lbf/ft}^2 \end{aligned}$$

Se medirmos a pressão em relação à pressão atmosférica

$$\begin{aligned} (p_1 - p_0) &= 722\ \text{lbf/ft}^2 \ \lhd \\ &= 722\ \text{lbf/ft}^2 \left| \frac{1\ \text{ft}^2}{144\ \text{in}^2} \right| = 5{,}02\ \text{lbf/in}^2 \ \lhd \end{aligned}$$

A altura de carga correspondente em pés de coluna de água é

❶ $$\frac{(p_1 - p_0)}{\gamma_{\text{água}}} = \frac{722\ \text{lbf/ft}^2}{62{,}4\ \text{lbf/ft}^3} = 11{,}6\ \text{ft}$$

Podemos agora aplicar a mesma relação para determinar a pressão (em relação à pressão atmosférica) na parte inferior do tanque; isto é,

$$\begin{aligned} p_2 &= \gamma_{\text{água}}\, h_{\text{água}} + p_1 \\ &= (62{,}4\ \text{lbf/ft}^3)(3\ \text{ft}) + 722\ \text{lbf/ft}^2 + p_0 \end{aligned}$$

ou

❷, ❸ $$\begin{aligned} (p_2 - p_0) &= 909\ \text{lbf/ft}^2 \ \lhd \\ &= 909\ \text{lbf/ft}^2 \left| \frac{1\ \text{ft}^2}{144\ \text{in}^2} \right| = 6{,}31\ \text{lbf/in}^2 \ \lhd \end{aligned}$$

Portanto, a altura de carga correspondente em pés de coluna de água é

$$\frac{(p_2 - p_0)}{\gamma_{\text{água}}} = \frac{909\ \text{lbf/ft}^2}{62{,}4\ \text{lbf/ft}^3} = 14{,}6\ \text{ft} \ \lhd$$

❶ Observa-se que uma coluna retangular de água de 11,6 ft de altura e 1 ft^2 de seção transversal pesa 722 lbf. Uma coluna similar com 1 in^2 de seção transversal pesa 5,02 lbf.
❷ As unidades de pressão lbf/in^2 geralmente são abreviadas como psi.
❸ Se desejarmos representar essas pressões em termos de pressão *absoluta*, devemos adicionar a pressão atmosférica local (em unidades apropriadas) ao resultado visto. Assim, se a pressão atmosférica for de 14,7 lbf/in^2, a pressão absoluta na parte inferior do tanque será $p_2 = (6{,}31 + 14{,}7)\ \text{lbf/in}^2 = 21{,}01\ \text{lbf/in}^2$.

11.2 MEDIÇÃO DA PRESSÃO

Como a pressão é uma característica muito importante de um fluido, não é surpresa que diversos equipamentos e técnicas sejam utilizados para sua medição.

pressão absoluta
pressão manométrica

A pressão em um ponto no interior de uma massa de fluido pode ser designada ou por ***pressão absoluta*** ou por ***pressão manométrica***. A pressão absoluta é medida em relação à pressão zero absoluta, enquanto a pressão manométrica é medida em relação à pressão atmosférica local. ***Por Exemplo...*** em relação à Fig. 11.3, uma pressão manométrica zero corresponde a uma pressão igual à pressão atmosférica local. ▲

pressão de vácuo

Pressões absolutas são sempre positivas, mas a pressão manométrica pode ser ou positiva ou negativa dependendo de a pressão estar acima ou abaixo da pressão atmosférica. Uma pressão manométrica negativa também é chamada *sucção* ou ***pressão de vácuo***. ***Por Exemplo...*** uma pressão absoluta de 10 psi (isto

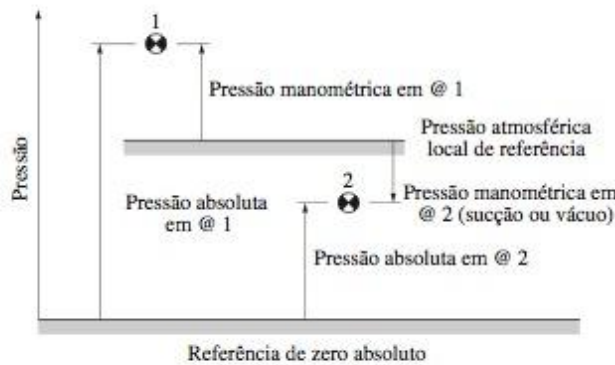



Figura 11.3 Representação gráfica da pressão manométrica e absoluta.

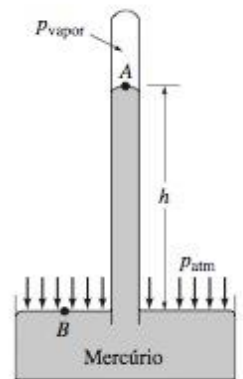



Figura 11.4 Barômetro de mercúrio.

é, 10 lbf/in²) poderia ser representada como uma pressão manométrica de −4,7 psi se a pressão atmosférica local fosse 14,7 psi, ou de forma alternativa como 4,7 psi de sucção ou 4,7 psi de vácuo. ▲

ATUALIZAÇÃO DA METODOLOGIA

Conforme indicado na Seção 2.4.2, as análises termodinâmicas utilizam a pressão absoluta. Por outro lado, para a maioria das análises de mecânica dos fluidos é prática usual e conveniente utilizar a pressão manométrica. Assim, na parte deste texto que trata da mecânica dos fluidos, Caps. 11 ao 14, as pressões serão geralmente pressões manométricas a menos que seja dito o contrário.

barômetro

A medição da pressão atmosférica é realizada usualmente com um ***barômetro*** de mercúrio, o qual em sua forma mais simples consiste em um tubo de vidro fechado em uma extremidade e aberto em outra, imersa em um recipiente contendo mercúrio, conforme mostrado na Fig. 11.4. O tubo, inicialmente com a sua extremidade aberta voltada para cima, é preenchido com mercúrio e então invertido (parte aberta voltada para baixo) em um recipiente de mercúrio. A coluna de mercúrio alcançará uma posição de equilíbrio na qual o peso da coluna mais a força devida à pressão do vapor (que se desenvolve no espaço acima da coluna) equilibram a força devida à pressão atmosférica. Portanto,

$$p_{atm} = \gamma h + p_{vapor} \tag{11.9}$$

onde γ é o peso específico do mercúrio. Para a maioria das finalidades práticas, a contribuição da pressão de vapor pode ser desprezada uma vez que ela é muito pequena [para o mercúrio, $p_{vapor} = 2{,}3 \times 10^{-5}$ lbf/in² (absoluta) a uma temperatura de 68°F] de modo que $p_{atm} \approx \gamma h$. É conveniente especificar a pressão atmosférica em termos da altura de carga, h, em milímetros ou polegadas de mercúrio. ***Por Exemplo...*** como a pressão atmosférica padrão é 14,7 lbf/in² (absoluta) e o mercúrio pesa 847 lbf/ft³, segue que $h = p_{atm}/\gamma_{mercúrio} = 14{,}7 \text{ lbf/in}^2 |144 \text{ in}^2/\text{ft}^2|/847 \text{ lbf/ft}^3 = 2{,}50 \text{ ft} = 30{,}0$ in de mercúrio. ▲

11.3 MANOMETRIA

Uma técnica padrão para a medição da pressão envolve o uso de colunas de líquido em tubos verticais ou em tubos inclinados. Os dispositivos de medição de pressão baseados nessa técnica são denominados ***manômetros.*** O barômetro de mercúrio é exemplo de um tipo de manômetro, mas existem outras configurações possíveis, dependendo da aplicação particular. Dois tipos comuns de manômetros são o tubo piezométrico e o manômetro de tubo em U.

manômetro

11.3.1 TUBO PIEZOMÉTRICO

O tipo mais simples de manômetro consiste em um tubo vertical, aberto na parte superior, e fixado a um recipiente cuja pressão se deseja determinar, conforme ilustrado na Fig. 11.5. Uma vez que os manômetros envolvem colunas de fluidos em repouso, a equação fundamental que descreve o seu uso é a Eq. 11.8

$$p = \gamma h + p_0$$

que fornece a pressão em qualquer elevação no interior de fluido homogêneo em termos da pressão de referência p_0 e da distância vertical h entre p e p_0. Lembre-se de que em um fluido em repouso a pressão irá

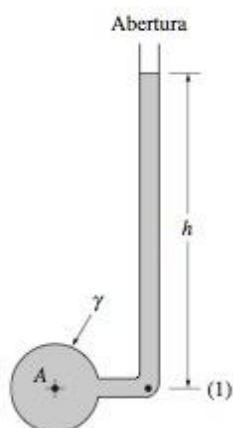



Figura 11.5 Tubo piezométrico.

aumentar à medida que nos deslocamos a jusante e irá *decrescer* à medida que nos deslocamos a montante. As aplicações dessa equação para o tubo piezométrico da Fig. 11.5 indicam que a pressão manométrica p_A pode ser determinada por uma medição de h através da relação

$$p_A = \gamma h$$

onde γ é o peso específico do líquido no recipiente. Observe que uma vez que o tubo é aberto na parte superior, a pressão manométrica p_0 é igual a zero. Como o ponto (1) e o ponto A no interior do recipiente estão na mesma elevação, $p_A = p_1$.

Embora o tubo piezométrico seja um dispositivo de medição de pressão muito simples e preciso, apresenta diversas desvantagens. Ele só é apropriado se a pressão no recipiente for maior do que a pressão atmosférica (senão o ar seria sugado pelo sistema) e se a pressão a ser medida for relativamente baixa, de modo que a altura necessária da coluna seja razoável. Além disso, o fluido no interior do recipiente cuja pressão deverá ser medida deverá ser um líquido e não um gás.

11.3.2 MANÔMETRO DE TUBO EM U

fluido manométrico

manômetro de tubo em U

Para superar as dificuldades observadas anteriormente, um outro tipo de manômetro que é amplamente utilizado consiste em um tubo em forma de U, conforme mostrado na Fig. 11.6. O fluido no manômetro é chamado de ***fluido manométrico***. Para determinar a pressão p_A em termos da variação das alturas das colunas, começamos em uma extremidade do sistema e seguimos até a outra extremidade, utilizando simplesmente a Eq. 11.8. Logo, para o ***manômetro de tubo em U*** mostrado na Fig. 11.6, começaremos no ponto A e seguiremos para a extremidade aberta. A pressão nos pontos A e (1) são as mesmas e à medida que vamos do ponto (1) para o (2) a pressão aumentará em $\gamma_1 h_1$. A pressão no ponto (2) é igual à pressão no ponto (3), uma vez que as pressões em elevações iguais em uma massa contínua de fluido em repouso devem ser as mesmas. Observe que não poderíamos simplesmente "pular" do ponto (1) para um ponto de mesma elevação no lado direito do tubo, uma vez que poderiam não ser pontos de uma mesma massa contínua de fluido. Com a pressão no ponto (3) especificada, nos movemos agora para a extremidade aberta onde a pressão manométrica é zero. Como nos movemos verticalmente a montante, a pressão decresce em magnitude $\gamma_2 h_2$. Na forma da equação esses vários passos podem ser representados como

$$p_A + \gamma_1 h_1 - \gamma_2 h_2 = 0$$

V11.1 Medição da pressão arterial

e, assim sendo, a pressão p_A pode ser escrita em termos das alturas de coluna como

$$p_A = \gamma_2 h_2 - \gamma_1 h_1 \tag{11.10}$$

A principal vantagem do manômetro de tubo em U reside no fato de que o fluido manométrico pode ser diferente do fluido no recipiente cuja pressão deve ser determinada. Por exemplo, o fluido em A, na Fig. 11.6, pode ser um líquido ou um gás. Se A contiver um gás, a contribuição da coluna de gás, $\gamma_1 h_1$, é quase sempre desprezível de modo que $p_A \approx p_2$ e, nesse caso, a Eq. 11.10 se torna

$$p_A = \gamma_2 h_2$$

densidade

O peso específico, γ, de um líquido, como o fluido manométrico, é freqüentemente representado em termos da ***densidade,*** D, pela seguinte relação

$$\gamma = D\gamma_{\text{água}} = Dg\rho_{\text{água}}$$

com $\rho_{\text{água}} = 1000\ \text{kg/m}^3 = 1{,}94\ \text{slug/ft}^3$.

O manômetro de tubo em U é também amplamente utilizado para medir a *diferença* na pressão entre dois recipientes ou dois pontos em um dado sistema. Considere um manômetro conectado entre os recipientes A e B, conforme mostrado na Fig. 11.7. A diferença na pressão entre A e B pode ser determinada começando novamente em uma extremidade do sistema e seguindo até a outra.

Por Exemplo... em A a pressão é p_A, que é igual a p_1, e à medida que nos deslocamos para o ponto (2) a pressão aumenta em $\gamma_1 h_1$. A pressão em p_2 é igual a p_3 e à medida que nos deslocamos a montante para o ponto (4) a pressão decresce em $\gamma_2 h_2$. Da mesma forma, à medida que continuamos a nos mover a montante do ponto (4) para o (5) a pressão decresce em $\gamma_3 h_3$. Finalmente, $p_5 = p_B$, uma vez que estão na mesma elevação. Logo,

$$p_A + \gamma_1 h_1 - \gamma_2 h_2 - \gamma_3 h_3 = p_B$$

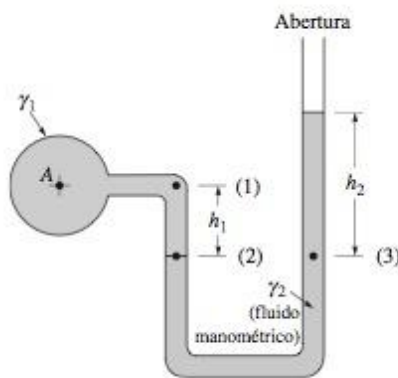



Figura 11.6 Manômetro de tubo em U simples.

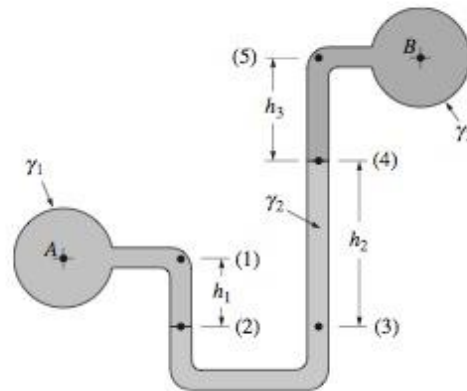



Figura 11.7 Manômetro de tubo em U diferencial.

e a diferença de pressão é

$$p_A - p_B = \gamma_2 h_2 + \gamma_3 h_3 - \gamma_1 h_1 \blacktriangle$$

EXEMPLO 11.2

MANÔMETRO DE TUBO EM U

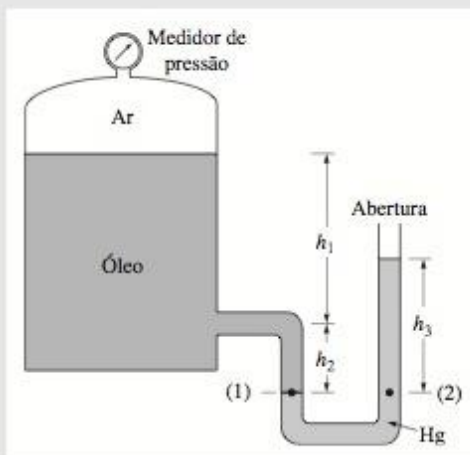
Um tanque fechado contém ar comprimido e óleo ($D_{óleo} = 0{,}90$), conforme mostrado na Fig. E11.2. Um manômetro de tubo em U utilizando mercúrio ($D_{Hg} = 13{,}6$) é conectado ao tanque conforme mostrado. Para as alturas de colunas $h_1 = 36$ in, $h_2 = 6$ in e $h_3 = 9$ in, determine a pressão lida no medidor.

Solução

Dados: As diversas alturas de colunas e as propriedades dos líquidos no manômetro de tubo em U conectado ao tanque pressurizado.

Determinar: A pressão lida no medidor na parte superior do tanque.

Esquema e Dados Fornecidos:

Figura E11.2

Hipóteses:

1. O óleo e o mercúrio são modelados como líquidos incompressíveis.
2. A variação de pressão no ar entre a superfície do óleo e no medidor é desprezada.
3. Todos os fluidos no sistema estão em repouso.
4. O peso específico da água é 62,4 lbf/ft^3.

❶ ***Análise:*** Seguindo o procedimento geral de iniciar em uma extremidade do sistema do manômetro e trabalhando em direção à outra, começaremos na interface ar-óleo no tanque e prosseguiremos para a extremidade da abertura onde a pressão manométrica é zero. A pressão no nível (1) é

$$p_1 = p_{ar} + \gamma_{óleo}(h_1 + h_2)$$

Essa pressão é igual à pressão no nível (2), uma vez que esses dois pontos estão na mesma elevação em um fluido homogêneo em repouso. À medida que nos movemos do nível (2) para a extremidade aberta, a pressão deve cair de $\gamma_{Hg} h_3$, e para a extremidade aberta a pressão manométrica é zero. Então, a equação manométrica pode ser dada por

$$p_{ar} + \gamma_{óleo}(h_1 + h_2) - \gamma_{Hg}h_3 = 0$$

ou

$$p_{ar} + (D_{óleo})(\gamma_{água})(h_1 + h_2) - (D_{Hg})(\gamma_{água})h_3 = 0$$

Para os valores dados

$$p_{ar} = -(0{,}9)(62{,}4\ \text{lbf/ft}^3)\left(\frac{36 + 6}{12}\ \text{ft}\right) + (13{,}6)(62{,}4\ \text{lbf/ft}^3)\left(\frac{9}{12}\ \text{ft}\right)$$

Logo,

$$p_{ar} = 440\ \text{lbf/ft}^2$$

Como o peso específico do ar acima do óleo é muito menor do que o peso específico do óleo, o medidor deverá ler a pressão que calculamos; isto é,

$$p_{medidor} = 440\ \text{lbf/ft}^2\left|\frac{1\ \text{ft}^2}{144\ \text{in}^2}\right| = 3{,}06\ \text{lbf/in}^2\,(\text{psi}) \ \triangleleft$$

❶ Os manômetros podem ter uma variedade de configurações, mas o método de análise permanece o mesmo. Iniciando em uma extremidade do sistema e seguindo para a outra utilizando simplesmente a equação para a distribuição hidrostática de pressão (Eq. 11.8).

11.4 Dispositivos Mecânicos e Eletrônicos de Medição de Pressão

Embora os manômetros sejam amplamente utilizados, eles não são apropriados para a medição de pressões muito elevadas ou pressões que variem rapidamente com o tempo. Além disso, eles precisam da medição de uma ou mais alturas de colunas, que, embora não seja particularmente difícil, pode consumir tempo. Para superar alguns desses problemas, vários outros tipos de instrumentos de medição de pressão foram desenvolvidos. A maioria deles utiliza o conceito de que uma estrutura elástica ao ser submetida a uma pressão se deforma e essa deformação pode ser relacionada à magnitude da pressão. O dispositivo desse tipo provavelmente mais usado é o ***medidor de pressão de Bourdon***, mostrado na Fig. 11.8*a*. O elemento mecânico essencial nesse medidor é o tubo oco de material elástico curvo (tubo de Bourdon), o qual é conectado à fonte de pressão conforme mostrado na Fig. 11.8*b*. À medida que a pressão no interior do tubo aumenta, o tubo tende a desencurvar e, embora a deformação seja pequena, ela pode ser convertida no movimento de um ponteiro em relação a um mostrador como ilustrado. Uma vez que é a diferença de pressão entre o lado externo do tubo (pressão atmosférica) e o lado interno do tubo que produz o movimento devido

medidor de pressão do tipo Bourdon

V11.2 Medidor de Bourdon

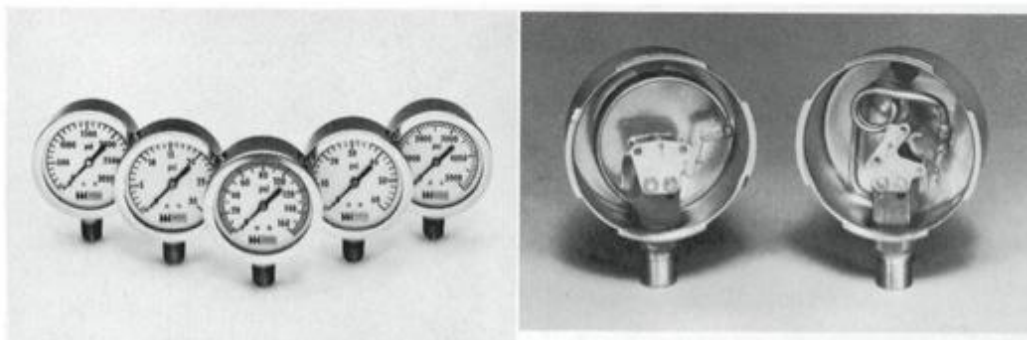
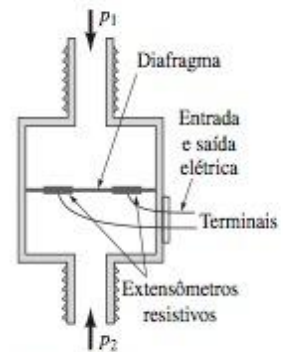



Figura 11.8 (*a*) Medidores de pressão do tipo Bourdon preenchidos com líquido para várias faixas de pressão. (*b*) Elementos internos dos medidores do tipo Bourdon. O tubo de Bourdon com "formato em C" é mostrado à esquerda e o tubo de Bourdon em forma de "mola helicoidal" para pressões de 1000 psi ou acima é mostrado à direita. (As fotografias são cortesia de Weiss Instruments, Inc.)

à deformação elástica do tubo, a pressão indicada é a pressão manométrica. O medidor de Bourdon deve ser calibrado de maneira que a leitura no mostrador possa indicar diretamente a pressão na unidade apropriada, como psi ou pascal. Uma leitura zero no medidor indica que a pressão medida é igual à pressão atmosférica local. Esse tipo de medidor pode ser utilizado para medir tanto uma pressão manométrica negativa (vácuo) quanto pressões positivas.

Em muitas aplicações nas quais as medições de pressão são necessárias, a pressão deve ser medida com um dispositivo que converta a pressão em um sinal elétrico de saída. Por exemplo, pode-se querer monitorar continuamente uma pressão que esteja variando com o tempo. Esse tipo de dispositivo de medição de pressão é chamado ***transdutor de pressão***, e vários modelos são utilizados.

Transdutor elétrico de pressão do tipo diafragma

transdutor de pressão

V11.3 Represa de Hoover

11.5 FORÇA HIDROSTÁTICA SOBRE UMA SUPERFÍCIE PLANA

Quando uma superfície está submersa em um fluido, são desenvolvidas forças na superfície devidas ao fluido. A determinação dessas forças é importante no projeto de reservatórios de armazenamento, navios, barragens e outras estruturas hidráulicas. Nos fluidos em repouso, a força deve ser *perpendicular* à superfície. Também sabemos que essa pressão irá variar linearmente com a profundidade se o fluido for incompressível. Para uma superfície horizontal, como a superfície inferior de um reservatório com líquido (Fig. 11.9*a*), a magnitude da força resultante é simplesmente $F_R = pA$, onde p é a pressão uniforme sobre a superfície inferior e A é a área dessa superfície. No tanque aberto mostrado, $p = \gamma h$. Observe que se a pressão atmosférica atuar em ambos os lados, conforme está ilustrado, a força *resultante* na superfície inferior é simplesmente devida ao líquido no reservatório. Uma vez que a pressão é constante e uniformemente distribuída ao longo da superfície inferior, a força resultante atua através do centróide da área, conforme mostrado na Fig. 11.9*a*. Observe que, conforme indicado na Fig. 11.9*b*, a pressão não é uniforme nas paredes verticais do reservatório.

Para o caso mais geral no qual se tem uma superfície plana inclinada submersa, como mostra a Fig. 11.10, a determinação da força resultante que atua sobre a superfície é mais complexa. Admitimos que a superfície livre seja aberta para a atmosfera. Seja o plano no qual a superfície em repouso intercepta a superfície livre em 0, formando um ângulo θ como na Fig. 11.10. O sistema de coordenadas x-y é definido de modo que 0 seja a origem e y seja orientado ao longo da superfície conforme ilustrado. A área pode ter um formato arbitrário como mostrado. Desejamos determinar direção e sentido, localização e magnitude da força resultante atuando em um lado dessa área devida ao líquido em contato com a área.

Em uma profundidade fornecida, h, a força que atua em dA (a área diferencial da Fig. 11.10) é $dF = \gamma h dA$ e é perpendicular à superfície. Logo, a intensidade da força resultante pode ser encontrada somando-se essas forças diferenciais em toda a superfície. Na forma de equação

$$F_R = \int_A \gamma h \, dA = \int_A \gamma y \,\text{sen}\theta \, dA \qquad (11.11)$$

onde $h = y$ sen θ. Para y e θ constantes

$$F_R = \gamma \,\text{sen}\theta \int_A y \, dA \qquad (11.12)$$

(a) Pressão no fundo do tanque

(b) Pressão nas paredes laterais do tanque

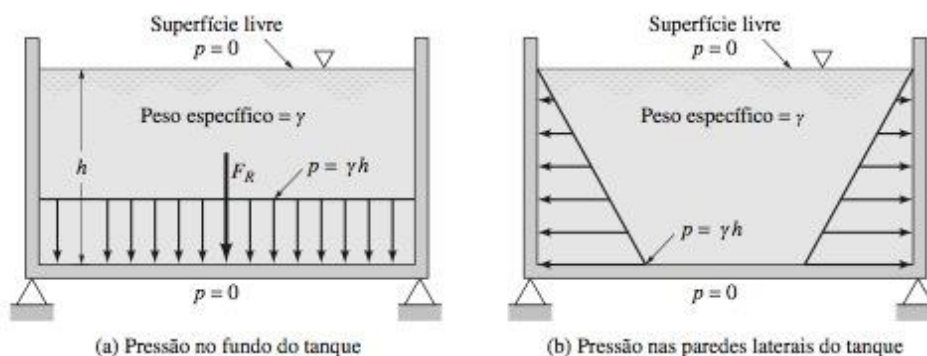



Figura 11.9 Pressão e força hidrostática resultante desenvolvidas no fundo de um tanque aberto.

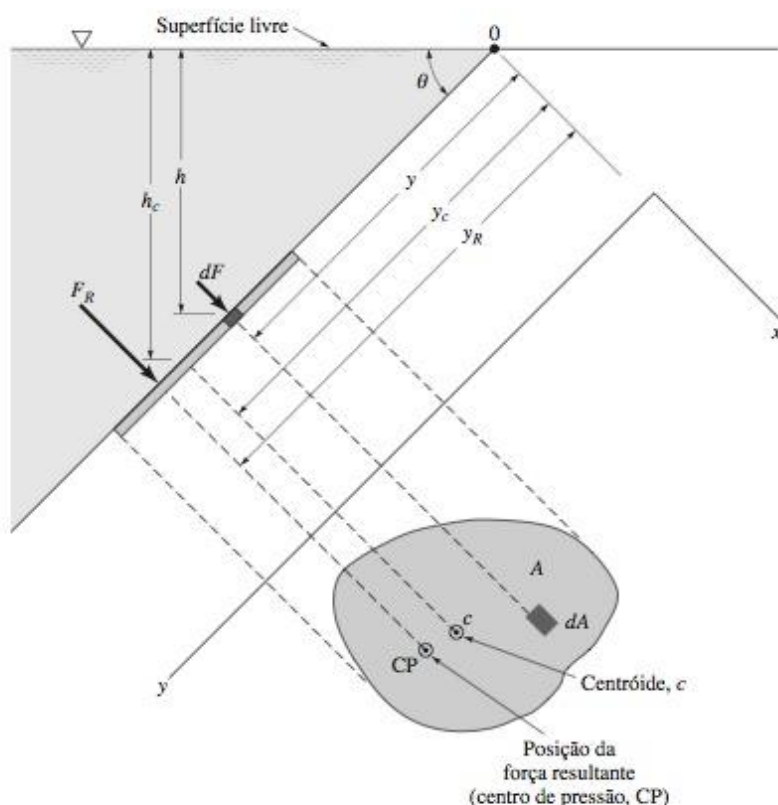



Figura 11.10 Notação para a força hidrostática em uma superfície plana inclinada com formato arbitrário.

A integral que aparece na Eq. 11.11 é o momento estático (ou primeiro momento) da área em relação ao eixo x e pode ser representado como

$$\int_A y\, dA = y_c A$$

onde y_c é a coordenada y do centróide medida a partir do eixo x, que passa por 0.

A Eq. 11.12 pode então ser escrita como

$$F_R = \gamma A y_c \operatorname{sen} \theta$$

Então, com $h_c = y_c \operatorname{sen} \theta$, conforme mostrado na Fig. 11.10, obtemos

$$F_R = \gamma h_c A \tag{11.13}$$

Figura 11.11

onde h_c é a distância vertical da superfície do fluido ao centróide da área. Observe que a magnitude da força é independente do ângulo θ e depende apenas do peso específico do fluido, da área total da superfície plana e da profundidade do centróide da área abaixo da superfície. A Eq. 11.13 indica que *a magnitude da força resultante é igual à pressão no centróide da área multiplicada pela área total*. Uma vez que todas as forças diferenciais que foram somadas para obtermos F_R são perpendiculares à superfície, a resultante F_R também deve ser perpendicular à superfície.

centro de pressão

Embora nossa intuição possa sugerir que a força resultante deveria passar pelo centróide da área, não é o que de fato ocorre. O ponto através do qual a força resultante atua é chamado de ***centro de pressão*** e sua posição em relação ao centróide da área A está indicada na Fig. 11.11. A coordenada y, y_R, da força resultante pode ser determinada pela soma dos momentos em torno do eixo x. Isto é, o momento da força resultante deve ser igual ao momento da força de pressão distribuída, ou

$$F_R y_R = \int_A y\, dF = \int_A \gamma \operatorname{sen}\theta\, y^2\, dA \tag{11.14}$$

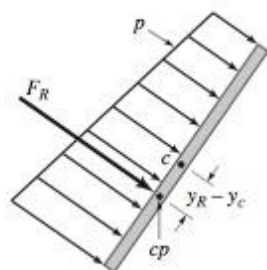
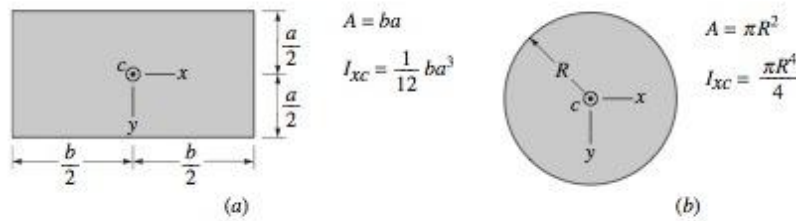



Figura 11.12 Propriedades geométricas de duas formas comuns.

onde utilizamos $dF = p\, dA = \gamma h\, dA$ juntamente com $h = y \operatorname{sen} \theta$. Pode ser mostrado que essa relação de momentos leva à seguinte equação que fornece a distância $y_R - y_c$, entre o centro de pressão e o centróide

$$y_R - y_c = \frac{I_{xc}}{y_c A} \tag{11.15}$$

A grandeza I_{xc}, denominada momento de inércia (ou segundo momento) da área plana A em relação a um eixo que passa através do centróide de A, é uma propriedade geométrica da área A. Valores de I_{xc} necessários para as aplicações neste livro (retângulos e círculos) são fornecidos na Fig. 11.12. Uma vez que $I_{xc}/y_cA > 0$, a Eq. 11.15 mostra claramente que o centro de pressão está sempre *abaixo* do centróide.

EXEMPLO 11.3

FORÇA SOBRE UMA ÁREA PLANA

A comporta retangular de 2 m de largura e 4 m de altura, mostrada na Fig. E11.3*a*, é articulada em torno do ponto (1). Para uma profundidade de água indicada, determine a magnitude e a localização da força resultante exercida sobre a comporta pela água.

Solução

Dados: Uma comporta retangular é montada em uma rótula e localizada em uma parede inclinada de um tanque contendo água.

Determinar: A magnitude e a localização da força exercida pela água atuando na comporta.

Esquema e Dados Fornecidos:

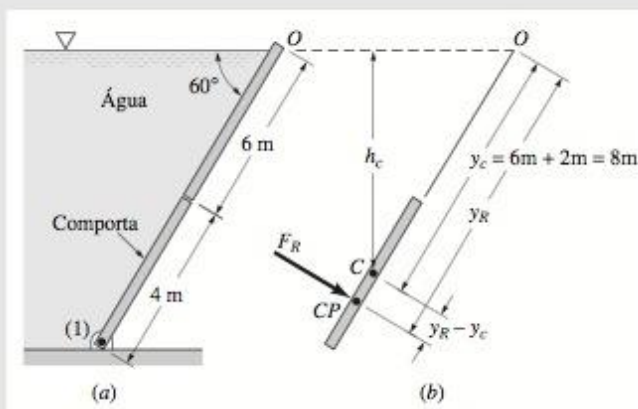



Figura E11.3

Hipóteses:

1. A água é modelada como um fluido incompressível de peso específico $\gamma = 9{,}80 \times 10^3$ N/m³.
2. A água encontra-se em repouso.

Análise: Um modo de se obter a magnitude da força da água na comporta é integrar a distribuição de pressão sobre a área da comporta, conforme mostrado na Eq. 11.2. Isto é,

$$F_R = \gamma \operatorname{sen}\theta \int_A y\, dA = \gamma \operatorname{sen}\theta \int_A yb\, dy$$

onde $b = 2$ m é a largura da comporta. Então,

❶ $$F_R = (9{,}80 \times 10^3 \text{ N/m}^3)(\text{sen}60^\circ)(2 \text{ m}) \int_{6 \text{ m}}^{10 \text{ m}} y\, dy = 5{,}43 \times 10^5 \text{ N} \triangleleft$$

Alternativamente, poderíamos utilizar a fórmula geral fornecida na Eq. 11.13 para obter o mesmo resultado mais facilmente. Isto é, como $h_c = 8$ sen 60° m (veja Fig. E11.3), segue que

$$F_R = \gamma h_c A = (9{,}80 \times 10^3 \text{ N/m}^3)(8 \text{ sen } 60^\circ \text{ m})(2 \text{ m} \times 4 \text{ m}) = 5{,}43 \times 10^5 \text{ N}$$

Uma maneira de se determinar a localização da força resultante é utilizar a Eq. 11.14. Isto é,

$$F_R\, y_R = \gamma \text{ sen}\theta \int_A y^2\, dA = \gamma \text{ sen}\theta \int_A y^2 b\, dy$$

Logo, com $F_R = 5{,}43 \times 10^5$ N, obtemos

$$(5{,}43 \times 10^5 \text{ N}) y_R = (9{,}80 \times 10^3 \text{ N/m}^3)(\text{sen } 60^\circ)(2 \text{ m}) \int_{y=6 \text{ m}}^{y=10 \text{ m}} y^2\, dy$$

ou

$$y_R = 8{,}17 \text{ m} \triangleleft$$

Assim, a distância entre o centro de pressão e o centróide, conforme medido ao longo da comporta inclinada, é $y_R - y_c = 8{,}17 \text{ m} - 8 \text{ m} = 0{,}17$ m.

Alternativamente, poderíamos utilizar a fórmula geral fornecida pela Eq. 11.15 para obter o mesmo resultado mais facilmente. Isto é,

$$y_R = \frac{I_{xc}}{y_c A} + y_c$$

onde da Fig. 11.12, para uma comporta retangular

$$I_{xc} = (ba^3)/12 = (2 \text{ m})(4 \text{ m})^3/12 = 10{,}67 \text{ m}^4$$

Logo,

$$y_R = (10{,}67 \text{ m}^4) / [(8 \text{ m})(2 \text{ m} \times 4 \text{ m})] + 8 \text{ m} = 8{,}17 \text{ m}$$

❶ Observe que a coordenada y é medida a jusante da superfície livre na direção *paralela à área A*, onde a distância ao centróide, h_c, é medida *verticalmente* a jusante a partir da superfície livre.

11.6 FLUTUAÇÃO

força de empuxo

V11.4 Direção cartesiana

Quando um corpo se encontra totalmente submerso em um fluido, ou flutuando de modo que esteja parcialmente submerso, a força resultante do fluido atuando no corpo é denominada ***força d empuxo*** (ou força de flutuação). Resulta uma força vertical para cima porque a pressão cresce com a profundidade (veja Eq. 11.8) e as forças de pressão atuando de baixo para cima são maiores do que as forças de pressão atuando de cima para baixo.

Sabe-se da física elementar que o empuxo, F_B, é fornecido pela equação

$$F_B = \gamma V \tag{11.16}$$

princípio de Arquimedes
centro de empuxo

onde γ é o peso específico do fluido e V é o volume do fluido deslocado pelo corpo. Logo, o *empuxo tem uma magnitude igual ao peso do fluido deslocado pelo corpo e é direcionado verticalmente para cima*. Esse resultado é normalmente denominado ***princípio de Arquimedes***. O *empuxo passa através do centróide do volume deslocado* e o ponto através do qual ele atua é denominado ***centro de empuxo***.

Os mesmos resultados se aplicam a corpos flutuantes que se encontram apenas parcialmente submersos, se o peso específico do fluido acima da superfície do líquido for muito pequeno em comparação com o líquido no qual o corpo flutua. Uma vez que o fluido acima da superfície é geralmente o ar, para tais aplicações essa condição é satisfeita.

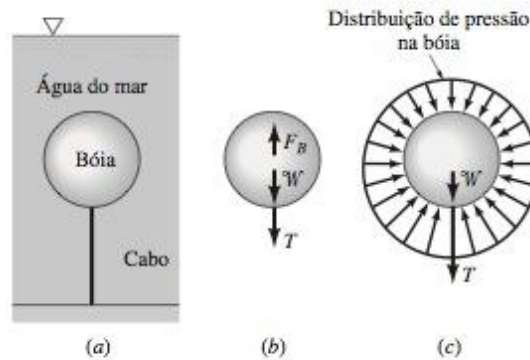



Figura 11.13

Muitos problemas importantes podem ser analisados utilizando-se o conceito de empuxo.

V11.5 Densímetro

Por Exemplo… considere uma bóia esférica, com diâmetro de 1,5 m e pesando 8,50 kN ancorada no fundo do mar por meio de um cabo como mostrado na Fig. 11.13*a*. Considere que a bóia esteja completamente imersa conforme a ilustração. Nesse caso, qual seria a tensão no cabo? Para resolver esse problema esboçamos inicialmente um diagrama de corpo livre da bóia, como mostrado na Fig. 11.13*b*, onde F_B é a força de empuxo atuando na bóia, $\mathcal{W}$ é o peso da bóia e T é a tensão no cabo. Para o equilíbrio, segue que

$$T = F_B - \mathcal{W}$$

Da Eq. 11.16,

$$F_B = \gamma V$$

onde para a água do mar a Tabela FM-1 fornece $\gamma = 10{,}1$ kN/m³. Logo, com $V = \pi\, d^3/6$ a força de empuxo é

$$F_B = (10{,}1 \times 10^3 \text{ N/m}^3)[(\pi/6)(1{,}5 \text{ m})^3] = 1{,}785 \times 10^4 \text{ N}$$

A tensão no cabo pode agora ser calculada como

$$T = 1{,}785 \times 10^4 \text{ N} - 0{,}850 \times 10^4 \text{ N} = 9{,}35 \text{ kN}$$

Observe que substituímos o efeito da força da pressão hidrostática no corpo pela força de empuxo, F_B. Um outro diagrama correto de corpo livre da bóia é mostrado na Fig. 11.13*c*. O efeito líquido das forças de pressão na superfície da bóia é equivalente à força vertical dirigida para cima de magnitude F_B (a força de empuxo). Não inclua simultaneamente os efeitos da força de empuxo e da pressão hidrostática em seus cálculos — utilize uma ou outra. ▲

11.7 Resumo do Capítulo e Guia de Estudo

Neste capítulo, foi considerada a variação da pressão no interior de um fluido *em repouso* juntamente com algumas conseqüências importantes desse tipo de variação de pressão. Foi mostrado que para fluidos incompressíveis em repouso, a pressão varia linearmente com a profundidade. Esse tipo de variação é comumente denominado *distribuição da pressão hidrostática.* A distinção entre pressão absoluta e pressão manométrica foi discutida juntamente com a consideração dos barômetros para a medição da pressão atmosférica.

Dispositivos de medição de pressão denominados manômetros, que utilizam colunas de líquido estáticas, foram analisados detalhadamente. Uma breve discussão dos medidores de pressão mecânicos e eletrônicos também foi incluída. Foram desenvolvidas as equações para a determinação da magnitude e da localização da força resultante do líquido atuando sobre uma superfície plana em contato com um fluido estático. Para corpos submersos ou flutuantes, foram revistos o conceito de força de empuxo e o uso do princípio de Arquimedes.

A seguinte lista fornece um guia de estudo para este capítulo. Quando seu estudo do texto e dos exercícios no fim do capítulo estiverem completados, você deve ser capaz de:

distribuição de pressão hidrostática
altura de carga
pressão absoluta
pressão manométrica
barômetro
manômetro

- descrever os significados dos termos listados nas margens ao longo do capítulo e entender cada um dos conceitos relacionados com esses termos. O subconjunto de termos-chave listado aqui na margem é particularmente importante.

manômetro de tubo em U
medidor de pressão do tipo Bourdon
centro de pressão
força de empuxo
princípio de Arquimedes

- calcular a pressão em várias posições em um fluido incompressível em repouso.
- utilizar o conceito de distribuição de pressão hidrostática para determinar as pressões a partir de medições com vários tipos de manômetros.
- determinar a magnitude da força hidrostática resultante atuando sobre uma superfície plana, utilizando a Eq. 11.13, e localizar essa força, utilizando a Eq. 11.15.
- utilizar o princípio de Arquimedes para calcular a força resultante devida ao fluido em corpos flutuando ou submersos.

PROBLEMAS

Observação: A menos que indicado o contrário no enunciado, utilize na resolução dos problemas os valores das propriedades dos fluidos fornecidos nas tabelas do Apêndice FM-1.

PRESSÃO

11.1 O nível de água em um reservatório aberto encontra-se a 90 ft acima do solo. Qual a pressão estática em um hidrante de incêndio que está conectado ao reservatório e localizado ao nível do solo? Forneça a resposta em psi.

11.2 Batiscafos são capazes de submergir a grandes profundidades no oceano. Qual é a pressão a uma profundidade de 6 km, admitindo que a água do mar possua um peso específico constante de 10,1 kN/m^3? Represente sua resposta em pascal e psi.

11.3 Uma pressão barométrica de 29,4 in de Hg corresponde a que valor da pressão atmosférica em psi e em pascal?

11.4 Uma pressão absoluta de 7 psi corresponde a que pressão manométrica para uma pressão atmosférica padrão absoluta de 14,7 psi?

11.5 A pressão arterial é normalmente fornecida como uma razão entre a pressão máxima (pressão sistólica) e a pressão mínima (diastólica). Tais pressões são normalmente medidas com um manômetro de mercúrio. Um valor típico para essa razão para um ser humano deveria ser 120/70, onde as pressões estão em mm Hg. **(a)** Quais deveriam ser essas pressões em pascal? **(b)** Se o pneu do seu carro fosse inflado a 120 mm Hg, ela seria suficiente para uma direção normal?

11.6 No lado de sucção de uma bomba, um manômetro de Bourdon lê 40 kPa de vácuo. Qual é a pressão absoluta correspondente se a pressão atmosférica local é 100 kPa absoluta?

11.7 (CD-ROM)

11.8 O reservatório fechado da Fig. P11.8 está cheio com água. O manômetro no tanque lê 7 psi. Determine: **(a)** a altura, h, na coluna aberta de água, **(b)** a pressão manométrica atuando na superfície AB do fundo do reservatório e **(c)** a pressão absoluta do ar no topo do tanque se a pressão atmosférica local é de 14,7 psi absoluta.

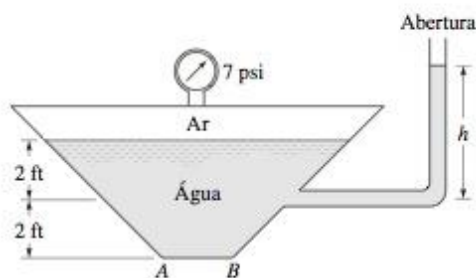



Figura P11.8

MANÔMETROS

11.9 Na Fig. P11.9, o tubo A contém tetracloreto de carbono (D = 1,60) e o reservatório fechado B de armazenamento contém uma salmoura (D = 1,15). Determine a pressão do ar no tanque B se a pressão manométrica no tubo A é de 25 psi.

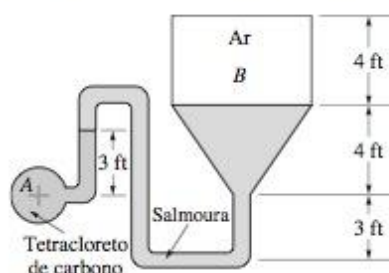



Figura P11.9

11.10 Um manômetro de mercúrio em formato de tubo em U está conectado a um reservatório fechado pressurizado, conforme mostrado na Fig. P11.10. Se a pressão do ar é 2 psi, determine a leitura diferencial, h. O peso específico do ar pode ser desprezado.

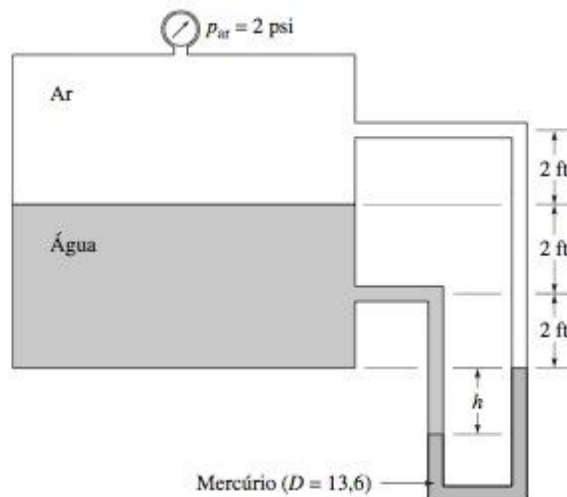



Figura P11.10

11.11 (CD-ROM)

11.12 Água, óleo e um fluido desconhecido estão contidos em um tubo aberto vertical mostrado na Fig. P11.12. Determine a massa específica do fluido desconhecido.

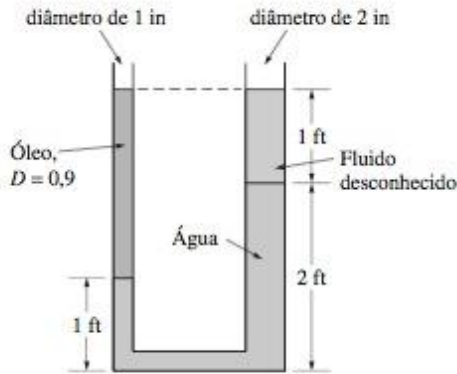



Figura P11.12

11.13 O manômetro de mercúrio da Fig. P11.13 indica uma leitura diferencial de 0,30 m quando a pressão de vácuo no tubo *A* é 30 mm Hg. Determine a pressão no tubo *B*.

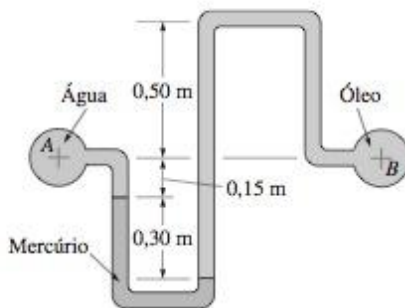



Figura P11.13

11.14 Determine o ângulo θ do tubo inclinado mostrado na Fig. P11.14 se a pressão em *A* é 2 psi maior do que a de *B*.

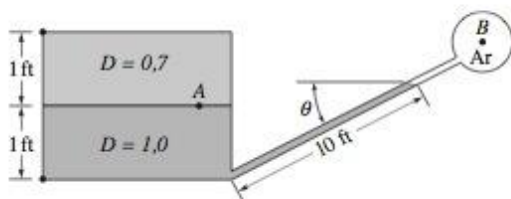



Figura P11.14

11.15 (CD-ROM)

Forças sobre Áreas Planas

11.16 Uma comporta retangular com uma largura de 5 ft está localizada no lado inclinado de um reservatório, conforme mostrado na Fig. P11.16. A comporta é articulada na sua parte superior e é mantida na posição pela força *P*. O atrito na rótula e o peso da comporta podem ser desprezados. Determine o valor da força *P* necessária.

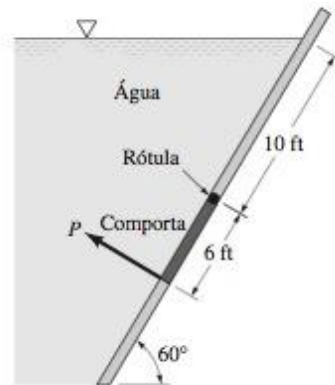



Figura P11.16

11.17 (CD-ROM)

11.18 Uma comporta quadrada (4 m por 4 m) está localizada a 45° na face de uma represa. O canto superior da comporta fica a uma distância vertical de 8 m abaixo da superfície da água. Determine a força resultante da água na comporta e o ponto de aplicação no qual ela atua.

11.19 Um grande reservatório aberto contém água e é conectado a um conduto de 6 ft de diâmetro, conforme mostrado na Fig. P11.19. Um tampão circular é utilizado para vedar o conduto. Determine a magnitude, a direção e a posição da força da água sobre o tampão.

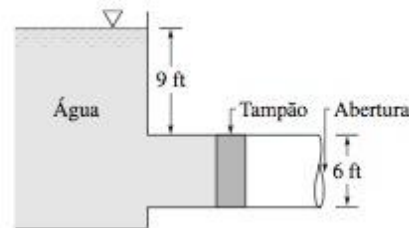



Figura P11.19

11.20 Uma comporta homogênea retangular, com 4 ft de largura, 8 ft de comprimento e pesando 800 lbf é mantida no local por um cabo flexível horizontal, conforme mostrado na Fig. P11.20. A água atua contra a comporta, que é articulada no ponto *A*. O atrito na rótula pode ser desprezado. Determine a tensão no cabo.

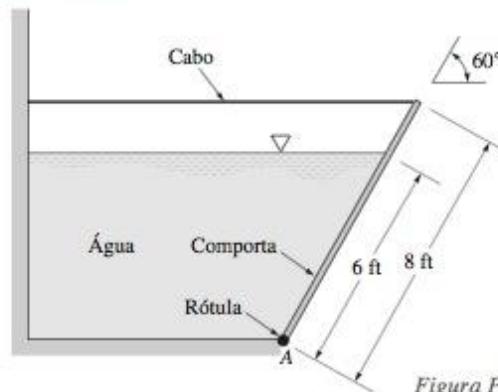



Figura P11.20

11.21 (CD-ROM)

11.22 Duas comportas quadradas fecham duas aberturas em um conduto conectado a um reservatório de água, conforme mostrado na Fig. P11.22. Quando o nível de água, *h*, atinge 5 m, é

desejável que as duas comportas abram ao mesmo tempo. Determine o peso da comporta homogênea horizontal e a força horizontal, R, atuando na comporta vertical, necessária para manter as comportas fechadas até que este nível seja atingido. O peso da comporta vertical pode ser desprezado e as duas comportas são articuladas em uma de suas extremidades conforme mostrado. O atrito na rótula é desprezado.

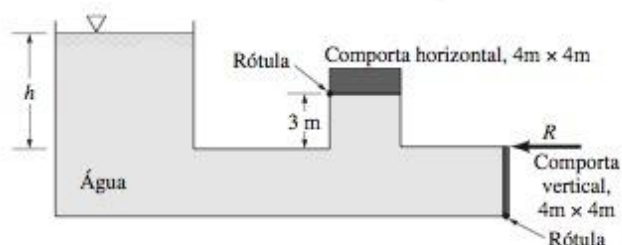



Figura P11.22

11.23 A comporta rígida, OAB, da Fig. P11.23 é articulada em O e repousa contra um suporte rígido em B. Que força horizontal mínima, P, é necessária para manter a comporta fechada se sua largura é 3 m? Despreze o peso da comporta e o atrito na rótula. A parte posterior da comporta está exposta à atmosfera.

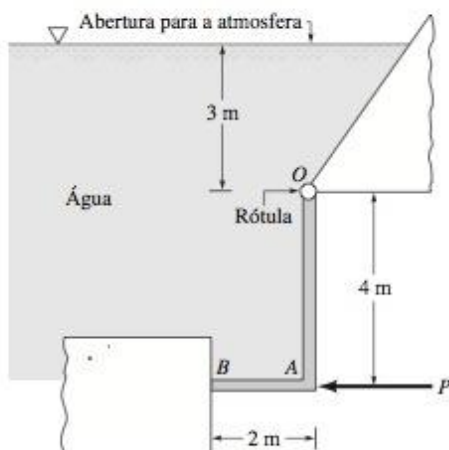



Figura P11.23

11.24 Uma comporta possuindo seção reta, mostrada na Fig. P11.24, possui 4 ft de largura e é articulada em C. O peso da comporta é de 18.000 lbf e seu centro de massa encontra-se a 1,67 ft à direita do plano BC. Determine a reação vertical em A na comporta quando o nível de água estiver 3 ft acima da base. Todas as superfícies de contato são lisas.

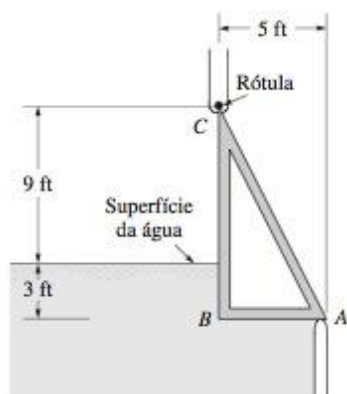



Figura P11.24

11.25 (CD-ROM)

FLUTUAÇÃO

11.26 Um cubo sólido flutua em água com uma camada de óleo de 0,5 ft de espessura, conforme mostrado na Fig. P11.26. Determine o peso do cubo.

Figura P11.26

11.27 Uma prancha homogênea AB de madeira da Fig. P11.27 possui 0,15 m por 0,35 m de seção reta. Determine o peso específico da prancha de madeira e a tensão na corda.

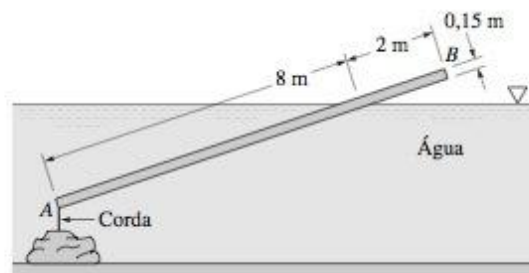



Figura P11.27

11.28 (CD-ROM)

11.29 (CD-ROM)

ESTÁTICA DOS FLUIDOS — GENERALIZAÇÃO

11.30 Uma placa cujo peso se despreza fecha a abertura de 1 ft de diâmetro em um reservatório contendo ar e água, conforme mostrado na Fig. P11.30. Um bloco de concreto (peso específico = 150 lbf/ft^3), com um volume de 1,5 ft^3, é suspenso através de uma haste rígida ligada à placa e encontra-se com-

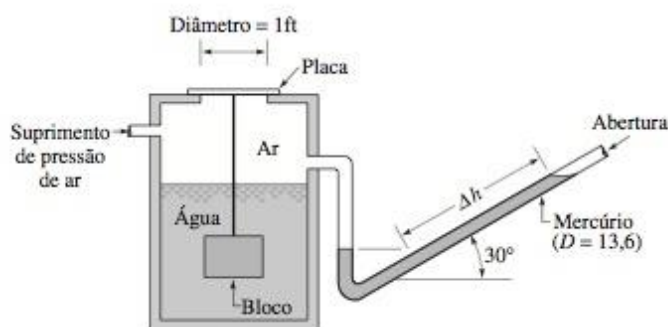



Figura P11.30

pletamente submerso na água. À medida que a pressão do ar é aumentada, a leitura diferencial, Δh, no manômetro de mercúrio de tubo inclinado aumenta. Determine Δh assim que a placa começar a se deslocar para cima liberando a abertura. O peso do ar possui um efeito desprezado na leitura do manômetro.

11.31 Um cilindro de 1 ft de diâmetro, 2 ft de comprimento, flutua em um reservatório aberto contendo um líquido com um peso específico γ. Um manômetro de tubo em U é conectado ao reservatório, conforme mostrado na Fig. P11.31. Quando a pressão no tubo A é de 0,1 psi abaixo da pressão atmosférica, obtêm-se os diversos níveis de fluido mostrados na Fig. P11.31. Determine o peso do cilindro. Observe que o topo do cilindro encontra-se nivelado com a superfície do fluido.

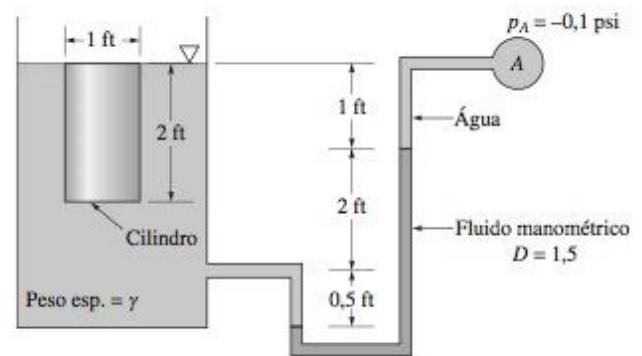



Figura P11.31

11.32 (CD-ROM)

EQUAÇÕES DE MOMENTO E DE ENERGIA MECÂNICA

Introdução...

O comportamento de um fluido é determinado por um conjunto de leis físicas fundamentais expressas por um conjunto apropriado de equações. A aplicação das leis, como a conservação de massa, a lei de Newton do movimento e as leis da termodinâmica, constitui a base da análise da mecânica dos fluidos. Consideramos neste capítulo três equações que são as representações matemáticas dessas leis — a equação de momento, a equação de Bernoulli e a equação de energia mecânica. Essas equações lidam com um fluido em escoamento, diferentemente das equações do capítulo anterior que envolviam fluidos estacionários. Por conseguinte, o ***objetivo*** deste capítulo é mostrar o uso dessas equações em sistemas térmicos de engenharia. Uma discussão do escoamento compressível também é fornecida nas Seções 12.8 a 12.10.

objetivo do capítulo

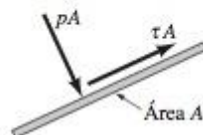
12.1 PRELIMINARES SOBRE ESCOAMENTO DE FLUIDOS

Apresentamos nesta seção alguns conceitos importantes relativos ao escoamento de fluidos que sustentam não só as discussões deste capítulo, mas também as dos Caps. 13 e 14. Esses conceitos incluem forças de corpo e de superfície, viscosidade e o modelo de escoamento incompressível.

12.1.1 FORÇAS DE CORPO E DE SUPERFÍCIE

força de corpo

Na mecânica dos fluidos, a força resultante que atua no material contido em um volume de controle é comumente representada pela soma de todas as forças de superfície e de corpo atuantes. A única ***força de corpo*** que consideramos é a força associada à ação da gravidade. Sentimos essa força de corpo sob a forma do peso, $\mathcal{W}$. ***Por Exemplo...*** quando uma bola é arremessada, o seu peso é uma das forças que altera visivelmente o movimento da bola e afeta a sua trajetória. Da mesma forma, o peso de um fluido pode afetar seu movimento. ▲

força de superfície

Forças de superfície são exercidas sobre o material contido em um volume de controle pela matéria externa imediatamente adjacente a esse volume e que está em contato com o material interno do volume de controle. As forças de superfície podem ser escritas em termos de componentes normal e tangencial à superfície. Como apresentado na Seção 2.4.2 e utilizada extensivamente no Cap. 11, a componente normal da força é $F_{\text{normal}} = pA$, onde p é a pressão. Da mesma forma, a componente tangencial da força de superfície é $F_{\text{tangencial}} = \tau A$, onde τ é a tensão de cisalhamento (força tangencial por unidade de área). Embora seja possível gerar uma tensão de cisalhamento em um sólido estacionário (por exemplo, aplicar uma força horizontal à parte superior de uma mesa), é impossível gerar uma tensão de cisalhamento em um fluido sem que este esteja em movimento. Na realidade, ***define-se fluido*** como o material no qual a aplicação de uma tensão de cisalhamento (por menor que seja) irá produzir movimento.

definição de fluido

O conceito de força de cisalhamento é estudado na próxima seção junto com a propriedade da viscosidade. Concluímos a presente discussão sobre as forças de superfície considerando o papel que a pressão manométrica pode desempenhar quando calculamos as forças em atuação sobre um volume de controle. A Fig. 12.1 mostra um volume de controle que engloba uma contração horizontal, consistindo em um tubo de menor diâmetro seguido por um de maior diâmetro. As forças de superfície que atuam no volume de controle incluem a força p_1A_1 atuando no mesmo sentido do escoamento e a força diretamente oposta p_2A_2.

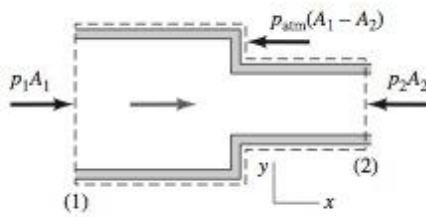



Figura 12.1 Forças de pressão atuando em uma contração abrupta.

Além disso, conforme mostrado na figura, a pressão atmosférica p_{atm} atua na superfície em forma de anel $(A_1 - A_2)$, produzindo a força de superfície $p_{atm}(A_1 - A_2)$ que age em sentido oposto ao do escoamento. A força líquida de pressão que atua axialmente é

$$\Sigma F_x = p_1 A_1 - p_2 A_2 - p_{atm}(A_1 - A_2) \tag{12.1a}$$

onde, p_1, p_2 e p_{atm} são pressões absolutas. Rearrumando os termos, a Eq. 12.1a pode ser escrita em termos das pressões manométricas como

$$\Sigma F_x = (p_1 - p_{atm})A_1 - (p_2 - p_{atm})A_2$$

onde $(p_1 - p_{atm})$ e $(p_2 - p_{atm})$ são as pressões manométricas em (1) e (2), respectivamente. Isto é,

$$\Sigma F_x = p_1(\text{manométrica})A_1 - p_2(\text{manométrica})A_2 \tag{12.1b}$$

Logo, a força líquida de pressão pode ser representada em termos da pressão absoluta, como na Eq. 12.1a, ou da pressão manométrica, como na Eq. 12.1b.

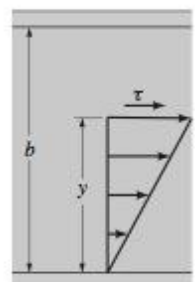
12.1.2 VISCOSIDADE

Tensões de cisalhamento desempenham um importante papel nos desenvolvimentos subseqüentes envolvendo o escoamento de fluidos. Assim sendo, fornecemos nesta seção os fundamentos necessários a essas discussões.

A característica da tensão de cisalhamento depende da situação específica do escoamento. Considere uma placa plana de área A situada a uma distância b acima de uma placa paralela fixa e o intervalo entre as placas preenchido com um fluido viscoso. Conforme mostrado na Fig. 12.2, uma força, F, aplicada à placa superior faz com que ela se mova a uma velocidade constante, U. Observações experimentais mostram que o fluido adere a ambas as placas de modo que a velocidade do fluido é nula na placa inferior e U na placa superior. No intervalo entre as duas placas o perfil de velocidade do fluido é linear e fornecido por $u = u(y) = Uy/b$. A placa em movimento exerce uma tensão de cisalhamento na camada de fluido em $y = b$. Da mesma forma, o fluido que se move mais rápido acima de cada uma das camadas de fluido no intervalo entre as placas exerce uma tensão de cisalhamento, τ, sobre a camada imediatamente inferior.

Para os fluidos mais comuns, como ar, água e óleo de motor, a tensão de cisalhamento é diretamente proporcional ao gradiente de velocidade du/dy. Isto é,

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \tag{12.2}$$

onde o fator de proporcionalidade, representado por μ, é denominado ***viscosidade***. Esses fluidos são chamados ***fluidos newtonianos***. No escoamento mostrado na Fig. 12.2, uma vez que $u = Uy/b$, o gradiente de

viscosidade

fluidos newtonianos

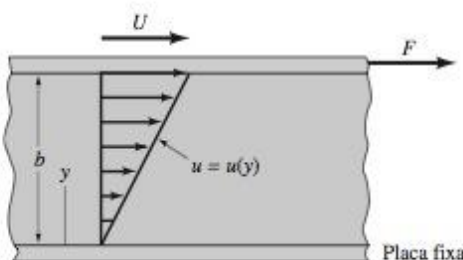



Figura 12.2 Comportamento de um fluido entre duas placas paralelas.

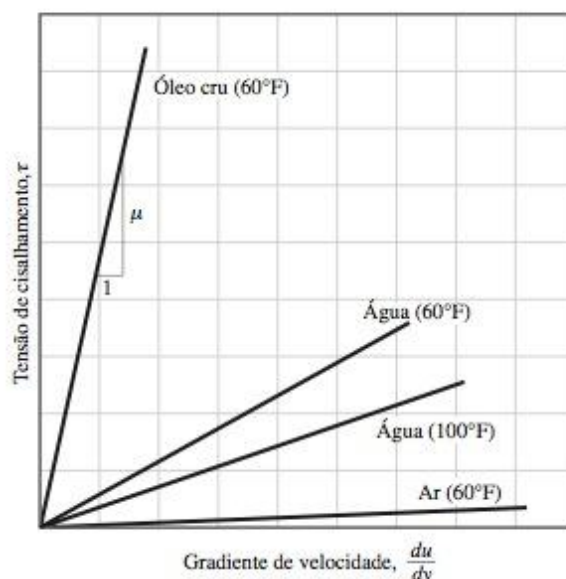



Figura 12.3 Variação linear das tensões cisalhantes com o gradiente de velocidade para fluidos comuns.

velocidade é $du/dy = U/b$. Assim, da Eq. 12.2, a tensão de cisalhamento exercida em cada camada de fluido pelo fluido acima é $\tau = \mu U/b$.

A viscosidade é uma propriedade. Da Eq. 12.2, pode-se deduzir que unidades alternativas para a viscosidade são N · s/m^2 ou lbf · s/ft^2. De acordo com a Eq. 12.2, a representação gráfica de τ em função de du/dy deve ser linear com inclinação igual à viscosidade, como ilustrado na Fig. 12.3. O valor real da viscosidade depende do fluido em questão e para um determinado fluido a viscosidade também é altamente dependente da temperatura, conforme ilustrado na Fig. 12.3 com as duas curvas relativas à água. Os valores de viscosidade para diversos gases e líquidos mais comuns são listados nas tabelas do Apêndice FM-1.

V12.2 Fluidos viscosos

Freqüentemente a viscosidade aparece em problemas de escoamento de fluidos combinada com a massa específica na forma

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \tag{12.3}$$

viscosidade cinemática

Essa razão é denominada ***viscosidade cinemática*** e é representada pelo símbolo grego ν (ni). Unidades alternativas para viscosidade cinemática incluem m^2/s e ft^2/s. Os valores da viscosidade cinemática de líquidos e gases mais comuns são fornecidos no Apêndice FM-1.

não viscosos

Em algumas aplicações, os fluidos são considerados como ***não viscosos***. Isto é, o fluido é considerado com viscosidade nula. As tensões de cisalhamento não se aplicam nessas situações.

12.1.3 ESCOAMENTO INCOMPRESSÍVEL

Como discutido na Seção 4.3.6, a massa específica (e o volume específico) dos líquidos varia pouco com a pressão a uma temperatura fixada. Conseqüentemente, para simplificar os cálculos envolvendo o escoamento de líquidos, a massa específica freqüentemente será considerada constante. Quando essa hipótese for admitida, o escoamento é denominado ***escoamento incompressível.***

escoamento incompressível

Como vimos em seções anteriores, a massa específica do ar e de outros gases pode variar significativamente. Todavia, o escoamento do ar freqüentemente pode ser modelado como incompressível desde que a velocidade do ar não seja excessivamente grande e a temperatura se mantenha aproximadamente constante. Como regra prática, escoamentos de ar com velocidades inferiores a aproximadamente 100 m/s (330 ft/s ou 225 mi/h) podem ser modelados como incompressíveis. Em velocidades mais altas, a variação de massa específica se torna importante e nesses casos se aplicam os princípios de escoamento compressível das Seções 12.8 a 12.10.

escoamento em regime permanente

Em algumas discussões que se seguem, um escoamento pode ser modelado como incompressível e estacionário. Um ***escoamento em regime permanente*** é aquele no qual nada varia com o tempo em uma dada posição no escoamento. Esse uso é consistente com o conceito de *regime permanente* discutido na Seção 5.1.

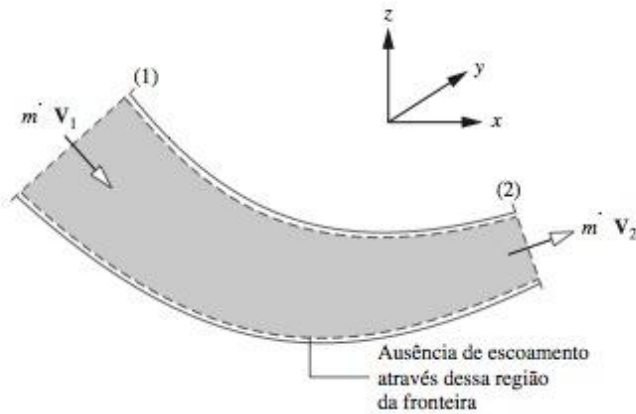



Figura 12.4 Volume de controle com uma entrada e uma saída em regime permanente com identificação das transferências de momento que acompanham o escoamento de massa.

12.2 Equação do Momento*

segunda lei de Newton do movimento

A ***segunda lei de Newton do movimento*** para uma partícula de massa m envolve a forma conhecida $\boldsymbol{F} = m\boldsymbol{a}$, onde $\boldsymbol{F}$ é a força resultante que atua sobre a partícula e $\boldsymbol{a}$ é a aceleração. Uma vez que a massa de uma partícula é constante e $\boldsymbol{a} = d\mathbf{V}/dt$, uma forma alternativa dessa equação é $\boldsymbol{F} = d(m\mathbf{V})/dt$, onde $m\mathbf{V}$ denota o momento. Isto é, a força resultante aplicada à partícula é igual à taxa temporal da variação de momento da partícula. O assunto desta seção é apresentar a segunda lei de Newton do movimento sob uma forma apropriada à aplicação no escoamento de um fluido através de um volume de controle. Considere o escoamento através do volume de controle mostrado na Fig. 12.4. Consideramos, para efeito de simplificação, que o volume tenha uma entrada, (1), uma saída, (2) e que o escoamento seja unidimensional (Seção 5.1). Como discutido nos Caps. 5 e 7, o fluido que atravessa a superfície de controle transporta massa, energia e entropia para o interior ou para fora do volume de controle. Da modo semelhante, o escoamento também transfere momento para dentro e para fora do volume de controle. Essas transferências podem ser contabilizadas como

$$\begin{bmatrix}\text{taxa temporal da transferência}\\ \text{de momento que acompanha}\\ \text{o escoamento de massa para}\\ \text{dentro ou para fora de um}\\ \text{volume de controle}\end{bmatrix} = \dot{m}\mathbf{V}$$

onde $\dot{m}$ é a vazão mássica (kg/s, lb/s ou slug/s) através do acesso de entrada ou do acesso de saída do volume de controle. Nessa expressão, o momento por unidade de massa que atravessa a fronteira do volume de controle é dado pelo vetor velocidade $\mathbf{V}$. De acordo com o modelo de escoamento unidimensional, o vetor é normal aos acessos de entrada e de saída e é orientado no sentido do escoamento.

Em palavras, a segunda lei de Newton do movimento para volume de controle é

$$\begin{bmatrix}\text{taxa temporal da variação de}\\ \text{momento contida no interior}\\ \text{do volume de controle}\end{bmatrix} = \begin{bmatrix}\text{força resultante que}\\ \text{atua sobre o volume}\\ \text{de controle}\end{bmatrix} + \begin{bmatrix}\text{taxa líquida na qual o momento que}\\ \text{acompanha o escoamento de massa é}\\ \text{transferido para o volume de controle}\end{bmatrix}$$

Em regime permanente, a quantidade total de momento contida no volume de controle é constante com o tempo. Assim sendo, quando aplicamos a segunda lei de Newton do movimento a volumes de controle em regime permanente, é necessário considerar apenas o momento que acompanha as correntes de matéria de entrada e de saída e as forças que atuam no volume de controle. A lei de Newton estabelece então, que a força resultante $\boldsymbol{F}$ que atua *sobre* o volume de controle é igual à diferença entre as taxas de momento saindo e entrando do volume de controle que acompanha o fluxo de massa. Isso é representado pela seguinte ***equação de momento***

equação de quantidade de movimento

$$\boldsymbol{F} = \dot{m}_2\mathbf{V}_2 - \dot{m}_1\mathbf{V}_1 = \dot{m}(\mathbf{V}_2 - \mathbf{V}_1) \tag{12.4}$$

* Também referido como quantidade de movimento. (N.E.)

V12.3 Escoamento dissipativo

Uma vez que $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$ em regime permanente, a vazão mássica comum é designada nessa expressão simplesmente por $\dot{m}$.

A equação de momento em um volume de controle, Eq. 12.4, é uma *equação vetorial*. Neste livro, as componentes dos vetores são resolvidas em componentes retangulares. Logo, as componentes x, y e z da força $\boldsymbol{F}$ são representadas por F_x, F_y e F_z, respectivamente. As componentes do vetor velocidade **V** são representadas por u, υ e w, respectivamente. A vazão mássica é calculada utilizando-se $\dot{m} = \rho AV$, em que V é a *magnitude* da velocidade na entrada ou na saída do volume de controle onde a vazão é determinada.

V12.4 Força devida a um jato de água

12.3 Aplicando a Equação de Momento

Consideramos nesta seção três aplicações da equação de momento, Eq. 12.4. As aplicações foram escolhidas para ressaltar aspectos importantes do conceito de momento. O primeiro caso envolve a mudança de direção de um jato de fluido por um defletor fixo.

EXEMPLO 12.1

Deflexão de um Jato de Fluido

Conforme mostrado na Fig. E12.1*a*, um jato de água sai de um bocal com velocidade uniforme V = 10 ft/s, atinge a superfície plana de um defletor e é desviado em um ângulo θ. **(a)** Determine a força de ancoragem necessária para manter a superfície plana inclinada estacionária em função de θ. **(b)** Discuta os resultados.

Solução

Dados: A direção de um jato de água é alterada por uma superfície plana inclinada.

Determinar: A força necessária para manter a placa inclinada estacionária em função de θ.

Esquema e Dados Fornecidos:

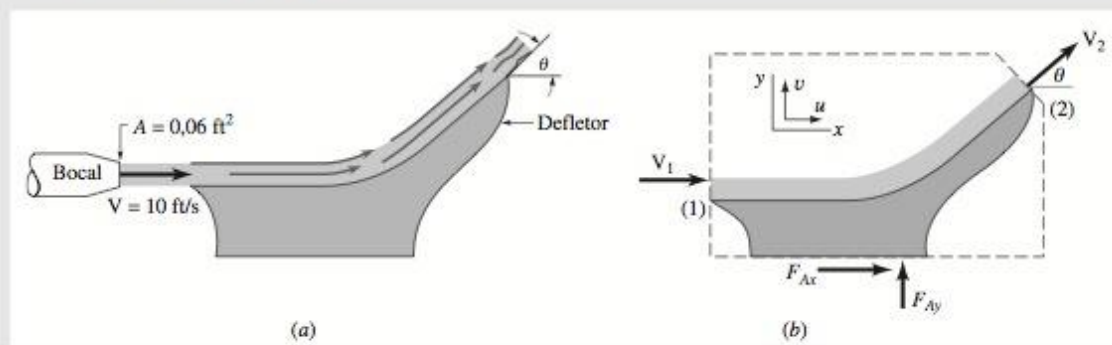



Figura E12.1a

Hipóteses:

1. O volume de controle mostrado na Fig. E12.1a está em regime permanente.
2. A água é incompressível com $\rho = 1{,}94\ \text{slug/ft}^3$.
3. Na entrada e na saída do volume de controle, seções (1) e (2), o escoamento é unidimensional e a seção reta de cada área de $0{,}06\ \text{ft}^2$.
4. A pressão é atmosférica em toda a superfície de controle.
5. O escoamento ocorre no plano horizontal x-y.

Análise: **(a)** Selecionamos um volume de controle que inclui o defletor e uma parte da água (veja Figura E12.1*a*) e aplicamos a equação de momento para esse volume de controle fixado. As componentes x e y da Eq. 12.4 se tornam

$$\Sigma F_x = \dot{m}(u_2 - u_1) \tag{1}$$

e

$$\Sigma F_y = \dot{m}(\upsilon_2 - \upsilon_1) \tag{2}$$

onde u e v são as componentes x e y da velocidade e ΣF_x e ΣF_y são as componentes x e y da força atuando no volume de controle. Uma vez que a pressão é a atmosférica em toda a superfície do volume de controle, a força líquida da pressão na superfície do volume de controle é nula. Logo, as únicas forças aplicadas aos componentes do volume de controle são as componentes x e y da força de ancoragem, F_{Ax} e F_{Ay}, respectivamente. Embora F_{Ax} e F_{Ay} estejam mostradas no esquema como atuando nas direções positivas de x e y, suas magnitudes e direções e sentidos serão determinados como uma parte da análise.

Começamos avaliando as componentes da velocidade necessárias nas Eqs. (1) e (2). Com as hipóteses 1, 2 e 3, o balanço de vazão mássica para o volume de controle mostra que a *magnitude* das velocidades em (1) e (2) são iguais: $V_1 = V_2 = V = 10$ ft/s. Assim sendo, na entrada (1) temos $u_1 = V$ e $v_1 = 0$; na saída (2), $u_2 = V\cos\theta$ e $v_2 = V\text{sen}\,\theta$.

Portanto, as Eqs. (1) e (2) podem ser escritas como

$$F_{Ax} = \dot{m}[V\cos\theta - V] = -\dot{m}V[1 - \cos\theta] \quad (3)$$

$$F_{Ay} = \dot{m}[V\,\text{sen}\,\theta - 0] = \dot{m}V\,\text{sen}\,\theta \quad (4)$$

onde $\dot{m} = \rho AV$. Logo,

$$F_{Ax} = -\rho AV^2[1 - \cos\theta] \quad (5)$$

$$F_{Ay} = \rho AV^2\text{sen}\,\theta \quad (6)$$

Introduzindo os dados conhecidos, as componentes da força de ancoragem são

$$F_{Ax} = -(1{,}94\ \text{slug/ft}^3)(0{,}06\ \text{ft}^2)(10\ \text{ft/s})^2(1 - \cos\theta)\left|\frac{1\ \text{lbf}}{1\ \text{slug}\cdot\text{ft/s}^2}\right|$$
$$= -11{,}64(1 - \cos\theta)\ \text{lbf} \ \triangleleft$$

e, similarmente,

$$F_{Ay} = +11{,}64\ \text{sen}\,\theta\ \text{lbf} \ \triangleleft$$

O sinal negativo na expressão para F_{Ax} indica que essa componente da força de ancoragem é exercida para a esquerda, na direção negativa de x. O sinal positivo na expressão para F_{Ay} indica que essa componente é exercida na direção positiva de y.
(b) O produto $\dot{m}V$ nas Eqs. (3) e (4) levam em conta a taxa na qual o momento entra e sai do volume de controle. Embora esse produto tenha a mesma intensidade nas posições (1) e (2), indicadas por 11,64 lbf, a direção é diferente. Uma variação da direção precisa de uma força, as componentes F_{Ax} e F_{Ay}.

Por exemplo, se $\theta = 90°$, as forças são $F_{Ax} = -11{,}64$ lbf e $F_{Ay} = +11{,}64$ lbf. Assim, conforme mostrado na Fig. E12.1*b*, a força de ancoragem deve se opor ao momento do fluido entrando e fornecer o momento de saída. Se $\theta = 180°$, o jato é retornado e as forças $F_{Ax} = -23{,}28$ lbf e $F_{Ay} = 0$. De acordo com a Fig. E12.1*b*, a força deve se opor ao momento do fluido entrando e fornecer o momento de saída, sem a componente y.

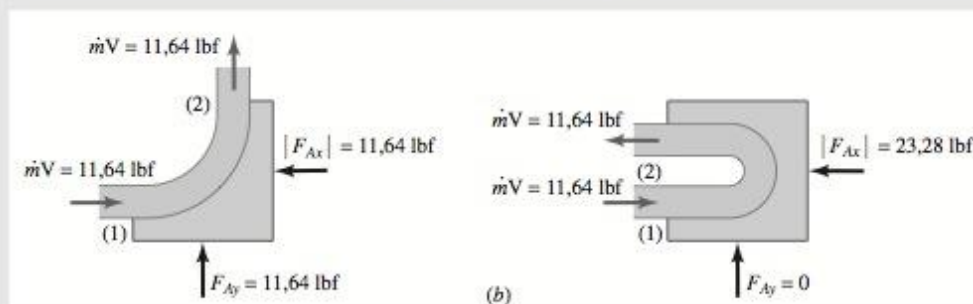



Figura E12.1b

No exemplo anterior, a força de ancoragem necessária para manter o defletor em posição é uma conseqüência da variação na direção do momento do fluido. A pressão é uniforme em torno de toda a superfície de controle e, por conseguinte, não contribui na produção de forças. No exemplo a seguir, a pressão é não uniforme e é um elemento na determinação da força de ancoragem.

EXEMPLO 12.2

FORÇA GERADA PELO ESCOAMENTO EM UM TUBO CURVO

Água escoa através de uma curva horizontal de 180°, como ilustrado na Fig. E12.2*a*. A área da seção transversal do escoamento é constante em um valor 0,1 ft² ao longo da curva. A velocidade do escoamento na entrada e na saída da curva é axial de 50 ft/s. As pressões manométricas na entrada e na saída da curva são 30 psi e 24 psi, respectivamente. Calcule as componentes horizontais (x e y) da força de ancoragem necessária para manter a curva no lugar.

Solução

Dados: Água escoa em condições fornecidas em uma curva de 180° horizontal.

Determinar: As componentes x e y da força necessária para manter a curva no lugar.

Esquema e Dados Fornecidos:

❶

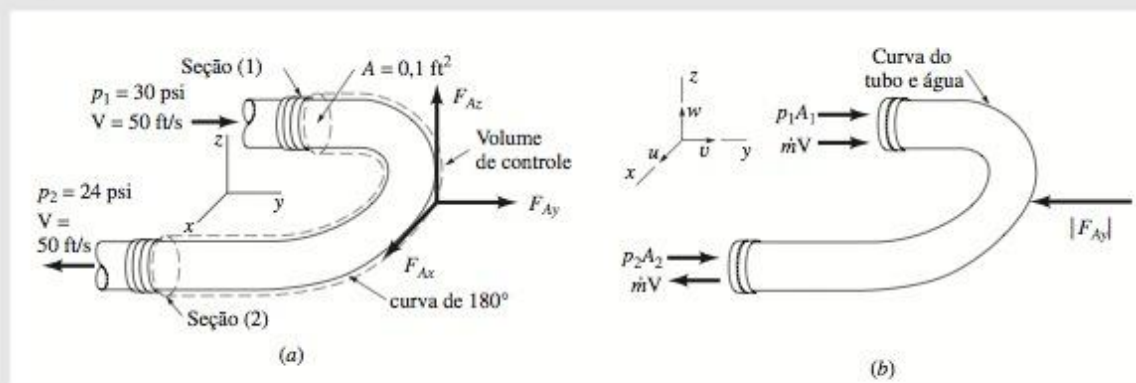



Figura E12.2

Hipóteses:

1. O volume de controle mostrado na figura em anexo está em regime permanente.
2. A água é incompressível com $\rho = 1{,}94$ slug/ft³.
3. Em (1) e (2) o escoamento é unidimensional e cada área de seção transversal é de 0,1 ft².
4. A pressão é atmosférica na saída da curva do tubo.

Análise: Uma vez que queremos avaliar as componentes da força de ancoragem necessária para manter a curva do tubo no lugar, um volume de controle apropriado (veja as linhas tracejadas na Fig. E12.2*a*) contém a curva e a água na curva em um determinado instante. As componentes da força de ancoragem são F_{Ax}, F_{Ay} e F_{Az}. Observe que o peso da água é vertical (na direção negativa de z) e não contribui para as componentes da força de ancoragem. Embora F_{Ax} e F_{Ay} estejam mostradas como atuando nas direções positivas x e y, respectivamente, suas intensidades *e* direções serão determinadas como uma parte da análise.

Uma vez que a pressão atmosférica atua uniformemente sobre a superfície externa da curva do tubo, o efeito da pressão atmosférica *na direção x* se anula. Além disso, nas posições (1) e (2) não há componentes x da velocidade do fluido: $u_1 = u_2 = 0$. Assim sendo, a Eq. 12.4 aplicada na direção x se reduz a

$$F_{Ax} = 0 \qquad (1) \triangleleft$$

❶ Como a pressão atmosférica atua uniformemente sobre a superfície externa da curva do tubo, a força de pressão *líquida* exercida no volume de controle na direção y é $(p_1 A + p_2 A)$, onde p_1 e p_2 são *pressões manométricas* nas posições (1) e (2), respectivamente. Na seção (1) o escoamento se dá na direção positiva de y, então $v_1 = V$. Na seção (2) o escoamento ocorre na direção negativa de y, então $v_2 = -V$. Assim sendo, quando a Eq. 12.4 é aplicada na direção y, obtemos

$$F_{Ay} + p_1 A + p_2 A = \dot{m}[v_2 - v_1]$$
$$= \dot{m}[(-V) - V] \qquad (2) \triangleleft$$

Portanto,

❷
$$F_{Ay} = -2\dot{m}V - (p_1 + p_2)A \qquad (3) \triangleleft$$

A vazão mássica é

$$\dot{m} = \rho A V = (1{,}94 \text{ slug/ft}^3)(0{,}1 \text{ ft}^2)(50 \text{ ft/s}) = 9{,}70 \text{ slug/s}$$

Inserindo essa equação na Eq. (3) junto com os dados fornecidos, temos

$$F_{Ay} = -2(9{,}70 \text{ slug/s})(50 \text{ ft/s})\left|\frac{1 \text{ lbf}}{1 \text{ slug} \cdot \text{ft/s}^2}\right|$$
$$-(30 + 24) \text{ lbf/in}^2\left|\frac{144 \text{ in}^2}{1 \text{ ft}^2}\right|(0{,}1 \text{ ft}^2)$$
$$= -970 \text{ lbf} - 778 \text{ lbf} = -1748 \text{ lbf} \triangleleft$$

O sinal negativo indica que a força é exercida para a esquerda, na direção negativa de y.

❶ Observe que a força de pressão é direcionada para o volume de controle nas seções da entrada e da saída, independente da direção do escoamento, que está entrando e saindo. A pressão é uma força de compressão.

❷ O produto $\dot{m}V$ na Eq. (3) leva em conta a taxa na qual o momento entra e sai do volume de controle. Embora esse produto tenha a mesma intensidade nas posições (1) e (2), a direção é diferente. Desse modo, conforme mostrado pelo fator 2 na Eq. (3), a força de ancoragem deve se opor ao momento do fluido que entra *e* fornecer o momento de saída. A força de ancoragem também deve se opor à força líquida de pressão atuando no volume de controle. Essas forças e taxas de transferência de momento estão mostradas na Fig. 12.2*b*.

Em cada um dos exemplos anteriores, a magnitude da velocidade da corrente de fluido permanece constante, mas sua direção varia. A variação na direção exige uma força de ancoragem independentemente de a pressão desempenhar ou não um papel explícito. No exemplo a seguir, é calculada a força de ancoragem para o caso em que a direção do escoamento se mantém inalterada, mas a magnitude da velocidade aumenta no sentido do escoamento. A pressão e o peso também são importantes.

EXEMPLO 12.3

FORÇA EM UM BOCAL

Determine a força de ancoragem necessária para manter em posição um bocal cônico fixado à extremidade de uma torneira de laboratório (veja Fig. E12.3*a*) quando a vazão volumétrica é 0,6 l/s. O peso do bocal é 1 N e o peso da água no bocal em qualquer instante é 0,03 N. Os diâmetros de entrada e saída do bocal são 16 mm e 5 mm, respectivamente. O eixo do bocal é vertical e as pressões manométricas nas seções (1) e (2) são 464 kPa e 0, respectivamente.

Solução

Dados: Água escoa verticalmente com uma vazão volumétrica conhecida através de um dado bocal.

Determinar: A força necessária para manter o bocal em posição.

Esquema e Dados Fornecidos:

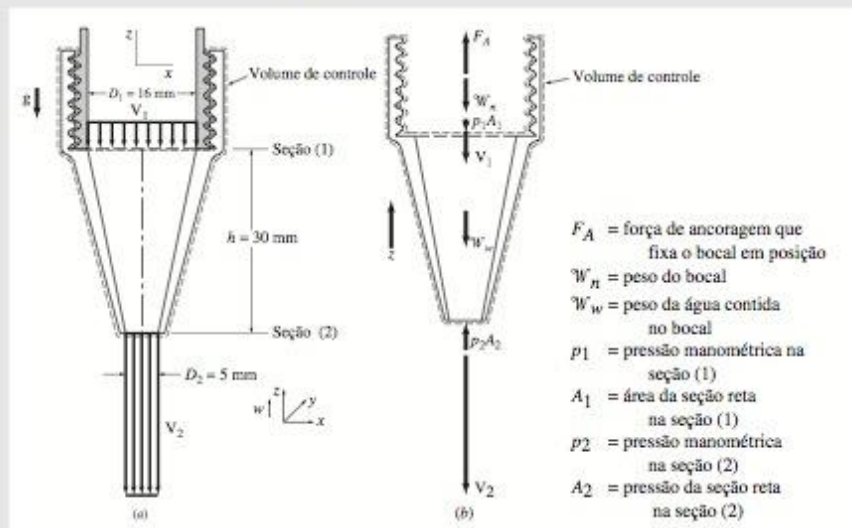



Figura E12.3

Hipóteses:

1. O volume de controle mostrado na figura encontra-se em regime permanente.
2. A água é incompressível com $\rho = 999$ kg/m³.
3. Nas seções (1) e (2) o escoamento é unidimensional.
4. A água deixa o bocal na pressão atmosférica (pressão manométrica zero).

Análise: A força de ancoragem vista, F_A, é a força de reação entre a torneira e a rosca do bocal. Para avaliar essa força, selecionamos um volume de controle que inclui todo o bocal e a água contida no bocal em um determinado instante, conforme indicado nas Figs. E12.3*a* e E12.3*b*. Todas as forças verticais atuando no volume de controle são identificadas na Fig. E12.3*b*. Como a pressão atmosférica atua no exterior do bocal, a força de pressão *líquida* na direção *z* pode ser avaliada utilizando-se pressões manométricas.

Aplicando a Eq. 12.4 na direção *z*, temos

$$F_A - \mathcal{W}_n - \mathcal{W}_w - p_1A_1 + p_2A_2 = \dot{m}[w_2 - w_1] \quad (1)$$

onde w_1 e w_2 são as componentes *z* da velocidade em (1) e (2). Como o escoamento é na direção negativa de *z*, $w_1 = -V_1$ e $w_2 = -V_2$. Então, resolvendo a Eq. (1) para a força de ancoragem, temos

$$F_A = \dot{m}[V_1 - V_2] + \mathcal{W}_n + \mathcal{W}_w + p_1A_1 - p_2A_2 \quad (2)$$

Para completar este exemplo, utilizamos os valores fornecidos no enunciado do problema a fim de quantificar os termos do lado direito da Eq. (2). A vazão é

$$\dot{m} = \rho V_1 A_1 = \rho Q = (999\ \text{kg/m}^3)(0{,}6\ \text{litro/s})\left|10^{-3}\ \text{m}^3/\text{litro}\right| = 0{,}599\ \text{kg/s}$$

onde $Q = V_1A_1 = V_2A_2$ é a vazão volumétrica.

Então,

$$V_1 = \frac{Q}{A_1} = \frac{Q}{\pi(D_1^2/4)} = \frac{(0{,}6\ \text{litro/s})\left|10^{-3}\ \text{m}^3/\text{litro}\right|}{\pi(16\ \text{mm})^2/4\left|1000^2\ \text{mm}^2/\text{m}^2\right|} = 2{,}98\ \text{m/s}$$

e

❶
$$V_2 = \frac{Q}{A_2} = \frac{Q}{\pi(D_2^2/4)} = \frac{(0{,}6\ \text{litro/s})\left|10^{-3}\ \text{m}^3/\text{litro}\right|}{\pi(5\ \text{mm})^2/4\left|1000^2\ \text{mm}^2/\text{m}^2\right|} = 30{,}6\ \text{m/s}$$

Também, temos $\mathcal{W}_n = 1$ N, $\mathcal{W}_w = 0{,}03$ N, $p_1 = 464$ kPa e $p_2 = 0$. Então, da Eq. (2),

❷
$$\begin{aligned} F_A &= (0{,}599\ \text{kg/s})(2{,}98 - 30{,}6)\text{m/s}\left|\frac{1\ \text{N}}{1\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}\right| + 1\ \text{N} + 0{,}03\ \text{N} \\ &\quad + (464\ \text{kPa})\left|\frac{10^3\ \text{N/m}^2}{1\ \text{kPa}}\right|\left[\pi\left(16\ \text{mm}\left|\frac{1\ \text{m}}{10^3\ \text{mm}}\right|\right)^2/4\right] - 0 \\ &= (-16{,}54 + 1 + 0{,}03 + 93{,}29)\text{N} = 77{,}8\ \text{N} \triangleleft \end{aligned}$$

Como a força de ancoragem, F_A, é positiva, ela atua para cima na direção *z* — o bocal seria empurrado para fora do tubo se ele não fosse rosqueado firmemente.

❶ De acordo com a discussão de bocais na Seção 5.3.3, observe que $V_2 > V_1$. A água acelera à medida que escoa através do bocal.

❷ É instrutivo observar como a força de ancoragem é afetada por diferentes ações envolvidas. Conforme esperado, o peso do bocal, $\mathcal{W}_n$, o peso da água, $\mathcal{W}_w$ e a força de pressão na seção (1), p_1A_1, aumentam a força de ancoragem. A respeito, o efeito da pressão na seção (1) é muito mais importante do que o peso total. Como $V_2 > V_1$, a contribuição para a força de ancoragem procedente do efeito do momento, $\dot{m}(V_1 - V_2)$, é negativo, e então a força de ancoragem diminui.

12.4 A Equação de Bernoulli

A equação de Bernoulli foi introduzida na Seção 7.9 como uma aplicação de princípios termodinâmicos a um caso especial envolvendo um volume de controle com uma entrada e uma saída em regime permanente.

As Eqs. 7.52b e 7.52c são os resultados desse desenvolvimento. Na mecânica dos fluidos é usual obter a equação de Bernoulli como uma aplicação da segunda lei de Newton a uma partícula de fluido em movimento ao longo de uma linha de corrente. Como indicado na Fig. 12.5, ***linhas de fluxo*** são linhas tangentes ao vetor velocidade em qualquer posição no escoamento. Para escoamento em regime permanente, a linha de fluxo pode ser concebida como o caminho ao longo do qual uma partícula de fluido se move quando vai de uma posição no escoamento, ponto (1), para uma outra posição, ponto (2).

Figura 12.5 Linhas de fluxo.

linhas de fluxo

Quando se desprezam as forças de cisalhamento devidas à viscosidade (atrito), a segunda lei de Newton assume a forma

(Força líquida de pressão sobre uma partícula) + (Força líquida da gravidade sobre uma partícula)
= (Massa da partícula) × (Aceleração da partícula)

Além disso, admitimos que o escoamento é estacionário e o fluido é modelado como incompressível. Sob tais condições, a segunda lei de Newton pode ser integrada ao longo da linha de fluxo para nos fornecer a ***equação de Bernoulli*** na forma

$$p + \tfrac{1}{2}\rho V^2 + \gamma z = \text{constante ao longo de uma linha de fluxo} \qquad (12.5)$$

equação de Bernoulli

onde a coordenada z é positiva na direção vertical a montante. Os detalhes desse desenvolvimento são fornecidos na Seção 12.4.1. A Eq. 12.5 corresponde à Eq. 7.52b.

12.4.1 DEDUÇÃO DA EQUAÇÃO DE BERNOULLI A PARTIR DA SEGUNDA LEI DE NEWTON

Consideramos em regime permanente um fluido no qual os efeitos viscosos são desprezados e a massa específica é admitida como constante. Isto é, consideramos o escoamento permanente, não viscoso e incompressível, conforme mostrado na Fig. 12.6.

O movimento de cada partícula do fluido é descrito em função do seu vetor velocidade, **V**, que é definido como a taxa da variação da posição da partícula em relação ao tempo. A velocidade da partícula é uma grandeza vetorial com magnitude ($V = |\mathbf{V}|$), direção e sentido.

Se o escoamento é *permanente*, cada partícula se move ao longo de sua trajetória e o seu vetor velocidade é sempre tangente à trajetória em qualquer posição. As linhas que são tangentes aos vetores velocidade ao longo do campo de escoamento são *linhas de fluxo*. O movimento da partícula é descrito em função de sua distância, $s = s(t)$, ao longo da linha de fluxo a partir de alguma origem conveniente. A distância ao longo da linha de fluxo é relacionada com a velocidade da partícula através de $V = ds/dt$.

Por definição, a aceleração é a taxa de variação da velocidade da partícula no tempo, $\boldsymbol{a} = d\mathbf{V}/dt$. Pelo uso da regra da cadeia da diferenciação, a componente s da aceleração é dada por $\boldsymbol{a}_s = d\mathrm{V}/dt = (d\mathrm{V}/ds)(ds/dt) = (d\mathrm{V}/ds)\mathrm{V}$, onde utilizamos o fato de que $V = ds/dt$. Por conseguinte a componente da aceleração na direção da linha de fluxo é dada por

$$a_s = V\frac{dV}{ds}$$

Consideramos o diagrama de uma partícula fluida mostrado na Fig. 12.6. A partícula tem um comprimento ds ao longo da linha de fluxo e uma área da seção transversal dA normal à linha de fluxo. Para esco-

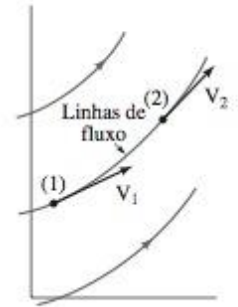
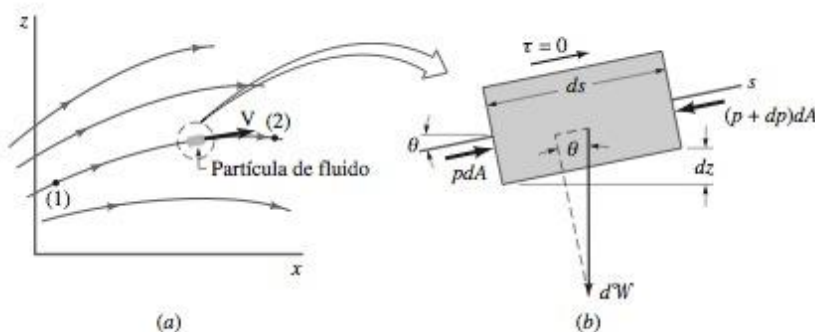



Figura 12.6

amento em regime permanente, a componente da segunda lei de Newton ao longo da direção da linha de fluxo, s, pode ser escrita como

$$\sum \delta F_s = \delta m a_s = \delta m V \frac{dV}{ds} = \rho \, ds \, dA \, V \frac{dV}{ds} \tag{12.6}$$

onde $\Sigma\delta F_s$ representa a soma das componentes s de todas as forças atuando na partícula, que possui massa $\delta m = \rho \, ds \, dA$ e $V \, dV/ds$ é a aceleração na direção s. Observe que $ds \, dA$ é o volume da partícula. A força da gravidade (peso) sobre a partícula pode ser escrita como $\delta \mathcal{W} = \gamma \, ds \, dA$, onde γ é o peso específico do fluido. Logo, a componente do peso na direção da linha de fluxo é

$$\delta \mathcal{W}_s = -\delta \mathcal{W} \operatorname{sen}\theta = -\gamma ds \, dA \operatorname{sen}\theta$$

Se a linha de fluxo é horizontal no ponto de interesse, então $\theta = 0$, e não há componente do peso da partícula ao longo da linha de fluxo contribuindo para sua aceleração naquela direção.

Além disso, a força líquida de pressão atuando na partícula na direção da linha de fluxo é

$$\delta F_{ps} = p \, dA - (p + dp)dA = -dp \, dA = -(dp/ds)ds \, dA$$

onde dp/ds é o gradiente de pressão ao longo da linha de fluxo. Em conseqüência, a força líquida atuando na direção da linha de fluxo sobre a partícula mostrada na Fig. 12.6 é

$$\sum \delta F_s = \delta \mathcal{W}_s + \delta F_{ps} = \left(-\gamma \operatorname{sen}\theta - \frac{dp}{ds}\right) ds \, dA \tag{12.7}$$

Combinando as Eqs. 12.6 e 12.7, obtemos a seguinte equação para o movimento ao longo da direção da linha de corrente:

$$-\gamma \operatorname{sen}\theta - \frac{dp}{ds} = \rho V \frac{dV}{ds} \tag{12.8}$$

A interpretação física da Eq. 12.8 é que uma variação na velocidade da partícula fluida é acompanhada da combinação apropriada da pressão e do peso da partícula ao longo da linha de fluxo.

A Eq. 12.8 pode ser rearrumada e integrada como a seguir. Primeiro, observamos da Fig. 12.6 que ao longo da linha de fluxo sen $\theta = dz/ds$. Também podemos escrever $V \, dV/ds = 1/2 \, d(V^2)/ds$. Essas idéias combinadas com a Eq. 12.8 fornecem o seguinte resultado válido ao longo de uma linha de corrente:

$$-\gamma \frac{dz}{ds} - \frac{dp}{ds} = \frac{1}{2} \rho \frac{d(V^2)}{ds}$$

Isso se reduz a

$$dp + \frac{1}{2} \rho d(V^2) + \gamma dz = 0 \qquad \text{(ao longo de uma linha de fluxo)} \tag{12.9}$$

o qual, para uma massa específica constante, pode ser integrado para fornecer a equação de Bernoulli como expressa pela Eq. 12.5:

$$p + \tfrac{1}{2} \rho V^2 + \gamma z = \text{constante ao longo de uma linha de fluxo}$$

12.4.2 PRESSÃO ESTÁTICA, DE ESTAGNAÇÃO, DINÂMICA E TOTAL

Cada termo da equação de Bernoulli, Eq. 12.5, tem unidades de pressão: psi, lbf/ft^2 ou N/m^2. O primeiro termo, p, é a pressão termodinâmica efetiva do fluido conforme ele escoa. Para medir o valor de p, poderíamos nos mover com o fluido, permanecendo assim "estáticos" em relação ao fluido em movimento. Desse modo, p é normalmente denominada ***pressão estática***. Uma outra forma de medir a pressão estática seria perfurar um orifício em uma superfície plana e fixar um tubo piezômetro como indicado pela posição do ponto (3) na Fig. 12.7.

pressão estática

O terceiro termo na Eq. 12.5, γz, é denominado ***pressão hidrostática***, em uma referência óbvia à variação de pressão hidrostática discutida no Cap. 11. Ela não é realmente uma pressão, mas representa a variação aceitável de pressão devida a variações de energia potencial do fluido resultantes de variações de altura.

pressão hidrostática

O segundo termo na equação de Bernoulli, $\rho V^2/2$, é denominado ***pressão dinâmica***. A interpretação desse termo pode ser vista na Fig. 12.7, considerando-se a pressão na extremidade de um pequeno tubo

pressão dinâmica

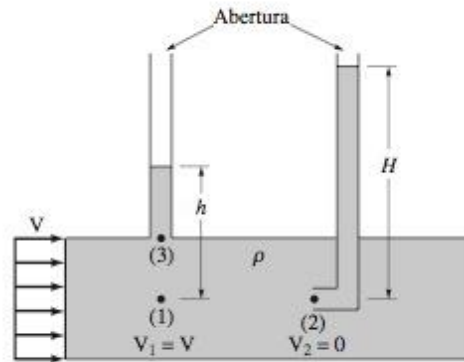



Figura 12.7 Medição das pressões estática e de estagnação.

V12.5 Ponto de estagnação do escoamento

inserido no escoamento e apontando para montante. Esse tipo de tubo é denominado *tubo de Pitot*. Após o desaparecimento do movimento transiente inicial, o líquido irá preencher o tubo até uma altura H conforme mostrado. O fluido no tubo, incluindo o que está na ponta, (2), estará estacionário. Isto é, $V_2 = 0$, ou seja o ponto (2) é um ***ponto de estagnação***.

ponto de estagnação

Se aplicarmos a equação de Bernoulli entre os pontos (1) e (2), utilizando $V_2 = 0$ e admitindo por hipótese que $z_1 = z_2$, encontraremos

$$p_2 = p_1 + \frac{1}{2}\rho V_1^2$$

Desse modo, a pressão, p_2, no ponto de estagnação excede a pressão estática, p_1, de uma quantidade $\rho V_1^2/2$, a pressão dinâmica. É possível mostrar que há um ponto de estagnação em qualquer corpo estacionário que esteja localizado no fluido em escoamento.

A soma da pressão estática, com a pressão hidrostática e com a pressão dinâmica é denominada *pressão total*, p_T. A equação de Bernoulli afirma que a pressão total permanece constante ao longo de uma linha de fluxo. Isto é,

$$p + \frac{1}{2}\rho V^2 + \gamma z = p_T = \text{constante ao longo de uma linha de fluxo} \qquad (12.10)$$

Figura 12.8 Tubo de Pitot estático.

Se os valores das pressões estática e de estagnação em um fluido forem conhecidos, a velocidade do fluido pode ser calculada. Esse é o princípio no qual se baseia o *tubo de Pitot estático*. Conforme mostrado na Fig. 12.8, dois tubos concêntricos são fixados a dois medidores de pressão. O tubo central mede a pressão de estagnação na extremidade aberta. Se a diferença de altura entre (2) e (3) for desprezada, então $p_3 = p_2$. Essa relação entre as pressões de estagnação, estática e dinâmica é, então,

$$p_3 = p + \frac{1}{2}\rho V^2$$

onde p e V são a pressão e a velocidade do escoamento do fluido a montante do ponto (2). O tubo externo é construído com diversos furos pequenos a uma distância apropriada da extremidade de maneira que eles meçam a pressão estática. Se a diferença de elevação entre (1) e (4) for desprezada, então

$$p_4 = p_1 = p$$

V12.6 Indicador da velocidade do ar

Essas duas equações podem ser rearrumadas para fornecer

$$V = \sqrt{2(p_3 - p_4)/\rho} \qquad (12.11)$$

Assim sendo, a velocidade do fluido pode ser determinada pela medição da diferença de pressão $(p_3 - p_4)$, que é prontamente obtida.

Uma forma alternativa, mas equivalente, da equação de Bernoulli é obtida dividindo-se cada termo da Eq. 12.5 pelo peso específico, γ, obtendo

$$\frac{p}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + z = \text{constante ao longo de uma linha de fluxo} \qquad (12.12)$$

Essa equação corresponde à Eq. 7.53. Cada um dos termos dessa equação tem unidade de comprimento e representa um certo tipo de ***altura de carga***.

carga

Figura 12.9 Escoamento vertical de um reservatório.

altura de coluna, altura e velocidade de carga

O termo da elevação, z, é relacionado à energia potencial da partícula e é denominado ***altura de coluna***. O termo da pressão, p/γ, é denominado ***altura de carga*** e representa a altura de uma coluna de fluido que é necessária para produzir a pressão p. O termo de velocidade, $V^2/2g$, é a ***velocidade de carga*** e representa a distância vertical necessária para que o fluido em queda livre (desprezando o atrito) atinja a velocidade V a partir do repouso. A equação de Bernoulli afirma que a soma da altura de carga, com a velocidade de carga e com a altura de coluna é constante ao longo de uma linha de fluxo.

12.5 Exemplos Adicionais do Uso da Equação de Bernoulli

Consideramos nesta seção aplicações da equação de Bernoulli para jatos livres e escoamentos confinados.

Jatos Livres. Considere o escoamento de um líquido a partir de um grande reservatório, conforme mostrado na Fig. 12.9. Um jato de líquido com diâmetro *d* escoa do bocal com velocidade V. A aplicação da Eq. 12.5 entre os pontos (1) e (2) na linha de fluxo mostrada fornece

V12.7 Escoamento a partir de um reservatório

$$p_1 + \tfrac{1}{2}\rho V_1^2 + \gamma z_1 = p_2 + \tfrac{1}{2}\rho V_2^2 + \gamma z_2 \qquad (12.13)$$

Utilizamos os fatos de que $z_1 = h$ e $z_2 = 0$, de o reservatório ser grande ($V_1 \cong 0$) e aberto para a atmosfera ($p_1 = 0$ manométrica) e de o fluido sair como um "jato livre" à pressão atmosférica ($p_2 = 0$ manométrica). Logo, obtemos

$$\gamma h = \tfrac{1}{2}\rho V^2$$

ou, uma vez que $\gamma = \rho g$,

$$V = \sqrt{2\frac{\gamma h}{\rho}} = \sqrt{2gh} \qquad (12.14)$$

A Eq. 12.14 também poderia ter sido obtida escrevendo-se a equação de Bernoulli entre os pontos (3) e (4) utilizando o fato de que $z_4 = 0$, $z_3 = \ell$. Também, $V_3 = 0$, uma vez que está afastado do bocal e da hidrostática, $p_3 = \gamma(h - \ell)$.

V12.8 Escoamento confinado

Escoamentos Confinados. Em muitos casos, o fluido é fisicamente confinado no interior de um dispositivo de forma que a pressão não pode ser determinada na fronteira como foi feito para o exemplo do jato livre. Para essas situações é necessário utilizar o balanço de massa junto com a equação de Bernoulli, conforme ilustrado no exemplo a seguir.

Exemplo 12.4

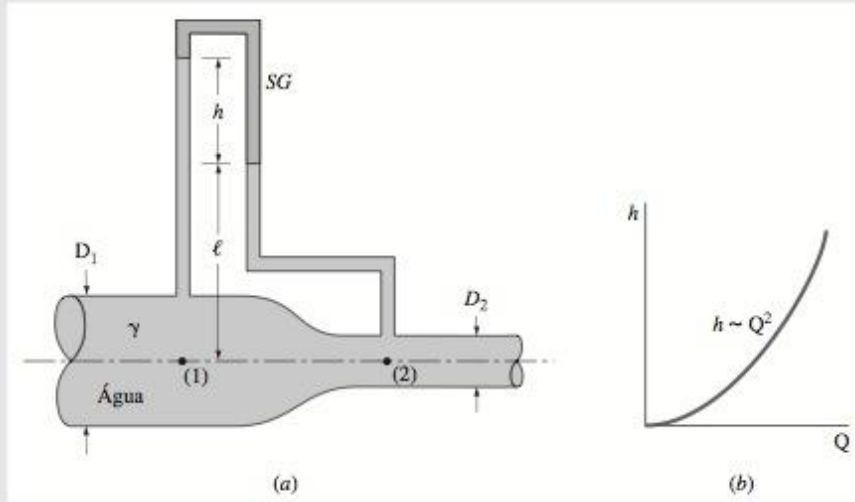
Escoamento Confinado

Água escoa através de um tubo redutor com uma vazão volumétrica Q conforme mostrado na Fig. E12.4. As diferenças nas pressões estáticas em (1) e (2) são medidas pelo manômetro de tubo em U invertido contendo óleo de densidade, d, menor do que 1. Determine a leitura manométrica, h, em função da vazão volumétrica e outras grandezas pertinentes.

Solução

Dados: Água escoa através de um tubo de seção transversal variável ao qual se fixa um manômetro.
Determinar: A leitura do manômetro em função da vazão volumétrica.

Esquema e Dados Fornecidos:

Figura E12.4

Hipóteses:
1. O escoamento é estacionário, não viscoso e incompressível.
2. A tomada de pressão onde o manômetro é fixado mede a diferença das pressões estáticas da água entre (1) e (2).
3. A velocidade da água é uniforme (escoamento unidimensional) através das seções (1) e (2) e $z_1 = z_2$.

Análise: Com as hipóteses de escoamento estacionário não viscoso e incompressível, a equação de Bernoulli pode ser escrita ao longo de uma linha de fluxo entre (1) e (2) como

$$p_1 + \tfrac{1}{2}\rho V_1^2 + \gamma z_1 = p_2 + \tfrac{1}{2}\rho V_2^2 + \gamma z_2 \qquad (1)$$

Com as hipóteses 1 e 3 o balanço de massa, $\rho A_1 V_1 = \rho A_2 V_2$, fornece

$$V_1 = (A_2/A_1)V_2 \qquad (2)$$

e

$$Q = A_1 V_1 = A_2 V_2$$

Combinando as Eqs. (1) e (2) e observando que $z_1 = z_2$, obtemos

$$p_1 - p_2 = \tfrac{1}{2}\rho V_2^2[1 - (A_2/A_1)^2] \qquad (3)$$

Essa diferença de pressão é medida pelo manômetro e pode ser determinada utilizando-se a idéia de altura de carga desenvolvida no Cap. 11. Então,

$$p_1 - \gamma \ell - \gamma h + d\gamma h + \gamma\, \ell = p_2$$

ou

$$p_1 - p_2 = (1 - d)\gamma h \qquad (4)$$

As Eqs. 3 e 4 podem ser combinadas para fornecer o resultado desejado conforme a seguir:

$$(1 - d)\gamma h = \frac{1}{2}\rho V_2^2\left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2\right]$$

ou, como $V_2 = Q/A_2$ e $\gamma = \rho g$,

$$h = (Q/A_2)^2 \frac{1 - (A_2/A_1)^2}{2g(1 - d)} \triangleleft$$

❶ Vários tipos de medidores de vazão são baseados em uma geometria de tubo com área variável semelhante à mostrada neste exemplo. Isto é, a vazão, Q, em um tubo pode ser determinada se a leitura do manômetro for conhecida. Observe que a leitura do manômetro é proporcional ao quadrado da vazão.

12.6 A Equação de Energia Mecânica

A equação de Bernoulli considerada nas Seções 12.4 e 12.5 é uma forma da equação de energia mecânica apresentada na Seção 7.9. Em termos de alturas de carga, a equação de Bernoulli estabelece que a soma da velocidade de carga, com a altura de coluna e com a altura de carga é constante ao longo de uma linha de fluxo. As hipóteses são: (1) o escoamento é não viscoso (sem atrito), e (2) não existe dispositivo mecânico, como bombas ou turbinas, no interior do volume de controle. Para levar em conta tais efeitos a equação completa de energia mecânica deve ser aplicada. Isto é,

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + \frac{(\dot{W}_{vc}/\dot{m})}{g} + h_L \qquad (7.50b)$$

perda de carga

onde h_L, a ***perda de carga***, leva em conta a conversão irreversível de energia mecânica em energia interna devida ao atrito. O termo $\dot{W}_{vc}$, que representa a potência devida aos dispositivos que transferem energia mecânica através da fronteira do volume de controle, pode ser representado como

$$\dot{W}_{vc} = \dot{W}_t - \dot{W}_p$$

onde $\dot{W}_t$ é a potência (kW, hp) removida do volume de controle por uma turbina, e $\dot{W}_p$ é a potência fornecida pela bomba. Logo, a Eq. 7.50b pode ser escrita como

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + h_p - h_L - h_t = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 \qquad (12.15)$$

onde $(p_1/\gamma + V_1^2/2g + z_1)$ é a soma da altura de carga, com a velocidade de carga e com a altura de coluna na entrada do volume de controle [seção (1)] e $(p_2/\gamma + V_2^2/2g + z_2)$ é a soma dessas grandezas na saída [seção (2)]. Na Eq. 12.15 , h_p é a ***altura de carga da bomba*** e h_t é a ***altura de carga da turbina*** definidas por

altura de carga de uma bomba

$$h_p = \frac{\dot{W}_p/\dot{m}}{g} = \frac{\dot{W}_p}{\gamma Q} \qquad (12.16)$$

e

altura de carga de uma turbina

$$h_t = \frac{\dot{W}_t/\dot{m}}{g} = \frac{\dot{W}_t}{\gamma Q} \qquad (12.17)$$

onde utilizamos $\dot{m} = \rho Q$ e $\gamma = \rho g$.

A perda de carga, a altura de carga da bomba e a altura de carga da turbina devem satisfazer as seguintes restrições:

$$h_L \geq 0, h_p \geq 0, h_t \geq 0 \qquad (12.18)$$

V12.9 Aerador de instalação de tratamento d'água

A perda de carga é nula se não houver efeitos de atrito no volume de controle. As alturas de carga da bomba e da turbina são nulas se não houver bomba ou turbina no interior do volume de controle. Caso contrário, essas grandezas devem ser positivas. Como pode ser visto na Eq. 12.15, a bomba adiciona carga (ou energia mecânica) à que estava disponível na entrada, enquanto a turbina e o atrito reduzem a carga (ou energia mecânica) disponível na saída.

12.7 Aplicando a Equação de Energia Mecânica

A equação de energia mecânica desempenha um importante papel na mecânica dos fluidos. No Cap. 14 ela será utilizada no estudo de sistemas de tubo. Nesta seção são considerados três exemplos introdutórios. O primeiro deles envolve o cálculo da perda de carga em um tubo.

EXEMPLO 12.5

PERDA DE CARGA EM TUBO

Um líquido incompressível escoa em regime permanente ao longo do tubo mostrado na Fig. E12.5. Determine a direção do escoamento e a perda de carga em 6 m de comprimento de tubo.

Solução

Dados: A diferença de pressão ao longo do tubo indica a altura de carga no tubo de diâmetro constante.
Determinar: A direção do escoamento e a perda de carga no escoamento.

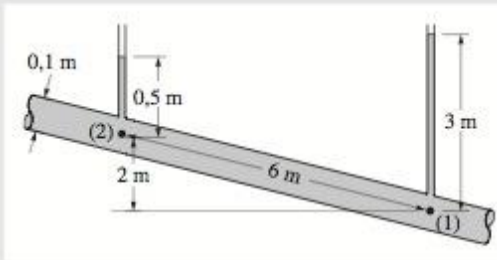
Esquema e Dados Fornecidos:

Hipóteses:
1. O escoamento é em regime estacionário e incompressível.
2. O diâmetro do tubo é constante.
3. Os dois tubos verticais cheios medem as pressões p_1 e p_2.
4. Não há bombas ou turbinas na seção de interesse do tubo.

Figura E12.5

Análise: O sentido do escoamento pode ser obtido determinando-se em que direção (para cima ou para baixo), o fluido produzirá uma perda de carga positiva. Perdas de carga negativas não podem ocorrer. Logo, admitimos que o escoamento é para cima e usamos a equação de energia mecânica para determinar h_1. Da Eq. 12.15

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + h_p - h_L - h_t = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 \qquad (1)$$

onde $h_p = h_t = 0$ porque não há bombas nem turbinas. Como as áreas de escoamento A_1 e A_2 são iguais e o líquido é incompressível, o balanço de massa fornece $V_1 = V_2$. Portanto, a Eq. 1 reduz-se a

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 - h_L = \frac{p_2}{\gamma} + z_2$$

onde $p_1/\gamma = 3$ m, $p_2/\gamma = 0,5$ m, $z_1 = 0$ e $z_2 = 2$ m, portanto

❶
$$h_L = 0,5 \text{ m} \quad \triangleleft$$

Como a perda de carga é positiva, o escoamento para cima é como admitido.

❶ Se admitíssemos escoamento para baixo, obteríamos $h_L = -0,5 \text{ m} < 0$, o que é impossível pois viola a segunda lei da termodinâmica.

Os dois exemplos a seguir envolvem o escoamento para o qual as alturas de carga da bomba e da turbina desempenham um papel significativo.

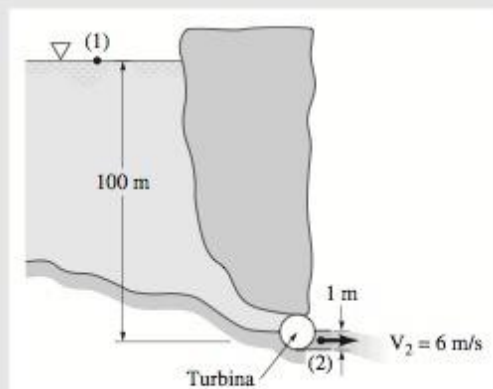
EXEMPLO 12.6

TURBINA HIDROELÉTRICA

Determine a potência máxima de saída possível da turbina hidroelétrica mostrada na Fig. E12.6.

Solução

Dados: Água escoa de um lago através de uma turbina sob condições conhecidas.
Determinar: A potência máxima que a turbina pode extrair da água.

Esquema e Dados Fornecidos:

Hipóteses:

1. O escoamento é em regime permanente e incompressível e $g = 9{,}81$ m/s^2.
2. Em (1) a velocidade é essencialmente zero porque a área da superfície é grande e a pressão é atmosférica.
3. Em (2) a água sai a uma velocidade especificada e como um jato livre à pressão atmosférica.

Figura E12.6

Análise: A potência de saída da turbina, $\dot{W}_t$, pode ser encontrada através da Eq. 12.17 como

$$\dot{W}_t = \gamma Q h_t \tag{1}$$

onde, a partir dos dados fornecidos, a vazão volumétrica é

$$Q = A_2 V_2 = \pi(1 \text{ m})^2(6 \text{ m/s})/4 = 4{,}72 \text{ m}^3/\text{s} \tag{2}$$

A altura de carga da turbina, h_t, pode ser obtida pela Eq. 12.15 como

$$h_t = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 - \frac{p_2}{\gamma} - \frac{V_2^2}{2g} - z_2 - h_L \tag{3}$$

Das hipóteses 2 e 3, segue que $p_1 = p_2$ e $V_1 = 0$. Então, com $z_2 = 0$ (escolha arbitrária) e $z_1 = 100$ m, a Eq. 3 torna-se

$$h_t = z_1 - \frac{V_2^2}{2g} - h_L = 100 \text{ m} - \frac{(6 \text{ m/s})^2}{2(9{,}81 \text{ m/s}^2)} - h_L$$
$$= 98{,}2 \text{ m} - h_L \tag{4}$$

Para a vazão dada, a potência máxima de saída corresponde à máxima altura de carga da turbina. Da Eq. 4, fica óbvio que isso ocorre quando não há perda de carga, $h_L = 0$.
Então, $h_t = 98{,}2$ m e a potência máxima de saída é

$$\dot{W}_t = \gamma Q h_t = 9{,}80 \times 10^3 \text{ N/m}^3(4{,}72 \text{ m}^3/\text{s})(98{,}2 \text{ m})$$
$$= 4{,}54 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{m/s} \left|\frac{1 \text{ kW}}{10^3 \text{ N}\cdot\text{m/s}}\right|$$

ou

$$\dot{W}_t = 4{,}54 \times 10^3 \text{ kW} \triangleleft$$

EXEMPLO 12.7

PERDA DE CARGA DE SISTEMAS DE BOMBEAMENTO

A bomba mostrada na Fig. E12.7 fornece 10 hp à água, conforme ela é bombeada a 2 ft^3/s de um lago em um nível inferior para outro lago em um nível superior. A diferença de nível entre as superfícies dos lagos é de 30 ft. Determine a perda de carga, em ft e em hp.

Solução

Dados: A potência da bomba, a diferença de nível e a vazão volumétrica são conhecidas
Determinar: A perda de carga.

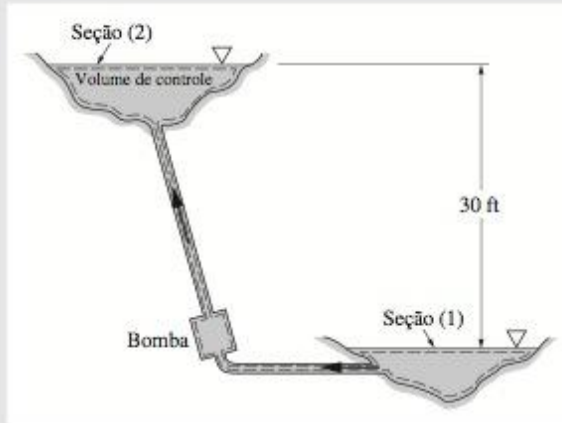
Esquema e Dados Fornecidos:

Hipóteses:
1. O escoamento se dá em regime permanente e incompressível.
2. Em cada superfície a pressão é a atmosférica. Além disso, as velocidades da água sobre cada superfície são nulas porque cada área de superfície é muito grande.

Figura E12.7

Análise: A perda de carga pode ser obtida através da Eq. 12.15 como

$$h_L = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + z_1 - z_2 + h_p \tag{1}$$

onde, da hipótese 2, os dois primeiros termos à direita se cancelam. Também, se escolhermos $z_1 = 0$ (escolha arbitrária), então $z_2 = 30$ ft. A altura de carga da bomba é determinada pela Eq. 12.16

$$h_p = \frac{\dot{W}_p}{\gamma Q} = \frac{10 \text{ hp}}{(62{,}4 \text{ lbf/ft}^3)(2 \text{ ft}^3/\text{s})} \left| \frac{550 \text{ ft} \cdot \text{lbf}}{1 \text{ hp}} \right| = 44{,}1 \text{ ft}$$

Então, a Eq. (1) fornece

$$h_L = 0 + 0 + 0 - 30 \text{ ft} + 44{,}1 \text{ ft} = 14{,}1 \text{ ft} \triangleleft$$

Nesse caso, uma parcela da potência de entrada (uma carga de 44,1 ft) é necessária para transportar a água (30 ft de altura de carga) e uma parcela é necessária para superar a perda de carga (uma altura de carga de 14,1 ft). Quando expressa na base de potência, a perda de carga é

$$\gamma Q h_L = \left(62{,}4 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^3}\right)\left(2 \frac{\text{ft}^3}{\text{s}}\right)(14{,}1 \text{ ft}) \left| \frac{1 \text{ hp}}{550 \text{ ft} \cdot \text{lbf/s}} \right|$$

❶
$$= 3{,}20 \text{ hp} \triangleleft$$

❶ A parcela de 3,20 hp de potência de entrada é irreversivelmente convertida em energia interna. Os 10 hp − 3,20 hp = 6,80 hp remanescentes que a bomba adiciona à água são utilizados para transportar a água do lago inferior para o lago superior. Essa energia mecânica é armazenada como energia potencial.

12.8 ESCOAMENTO COMPRESSÍVEL

V12.10 Visualização de escoamento compressível

Em muitas aplicações de interesse em engenharia, os gases se movem a velocidades relativamente elevadas e apresentam variações notáveis de massa específica. Os escoamentos através de bocais e difusores de motores a jato são exemplos importantes. Outros exemplos são os escoamentos em túneis de vento, tubos de choque e ejetores de vapor. Esses escoamentos são conhecidos como ***escoamentos compressíveis***. Nesta seção, apresentaremos alguns dos princípios envolvidos na análise de escoamentos compressíveis.

escoamentos compressíveis

12.8.1 VELOCIDADE DO SOM E NÚMERO DE MACH

Uma onda sonora é uma pequena perturbação na pressão que se propaga através de um gás, líquido ou sólido a uma velocidade c que depende das propriedades do meio. Nesta seção obteremos uma expressão que relaciona a *velocidade do som*, ou velocidade sônica, com outras propriedades. A velocidade do som é uma propriedade importante no estudo dos escoamentos compressíveis.

Modelando Ondas de Pressão. Iniciaremos referindo-nos à Fig. 12.10*a*, que mostra uma onda de pressão se movendo para a direita a uma velocidade de magnitude c. A onda é gerada por um pequeno deslocamento do pistão. Conforme mostrado na figura, a pressão, a massa específica e a temperatura na região à esquerda da onda afastam-se dos respectivos valores do fluido não perturbado à direita da onda, que são designados simplesmente por p, ρ e T. Após a onda ter passado, o fluido à sua esquerda fica em movimento permanente com uma velocidade de magnitude ΔV.

A Fig. 12.10*a* mostra a onda sob o ponto de vista de um observador estacionário. É fácil analisar essa situação sob o ponto de vista de um observador em repouso com relação à onda, como ilustrado na Fig. 12.10*b*. Adotando esse ponto de vista, uma análise em regime permanente pode ser aplicada ao volume de controle identificado na figura. Para um observador em repouso com relação à onda, tudo se passa como se o fluido estivesse se movendo da direito em direção à onda estacionária com velocidade c, pressão p, massa específica ρ e temperatura T e se afastando à esquerda com velocidade $c - \Delta V$, pressão $p + \Delta p$, massa específica $\rho + \Delta\rho$ e temperatura $T + \Delta T$.

Em regime permanente, o princípio da conservação de massa para o volume de controle se reduz a $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$, ou

$$\rho A c = (\rho + \Delta\rho)A(c - \Delta V)$$

Ou, rearrumando,

$$0 = c\,\Delta\rho - \rho\,\Delta V - \overset{0}{\cancel{\Delta\rho\,\Delta V}} \tag{12.19}$$

Se a perturbação é fraca, o terceiro termo à direita da Eq. 12.19 pode ser desprezado, conduzindo a

$$\Delta V = (c/\rho)\,\Delta\rho \tag{12.20}$$

Em seguida, a equação de quantidade de momento, Eq. 12.4, é aplicada ao volume de controle considerado. Como a espessura da onda é pequena, as forças de cisalhamento na parede são desprezadas. O efeito da gravidade também é ignorado. Dessa forma, as únicas forças significativas atuando na direção do escoamento são as forças devidas à pressão na entrada e na saída. Com essas idealizações, a componente da equação da quantidade de movimento na direção do escoamento reduz-se a

$$\begin{aligned} pA - (p + \Delta p)A &= \dot{m}(c - \Delta V) - \dot{m}c \\ &= \dot{m}(c - \Delta V - c) \\ &= (\rho A c)(-\Delta V) \end{aligned}$$

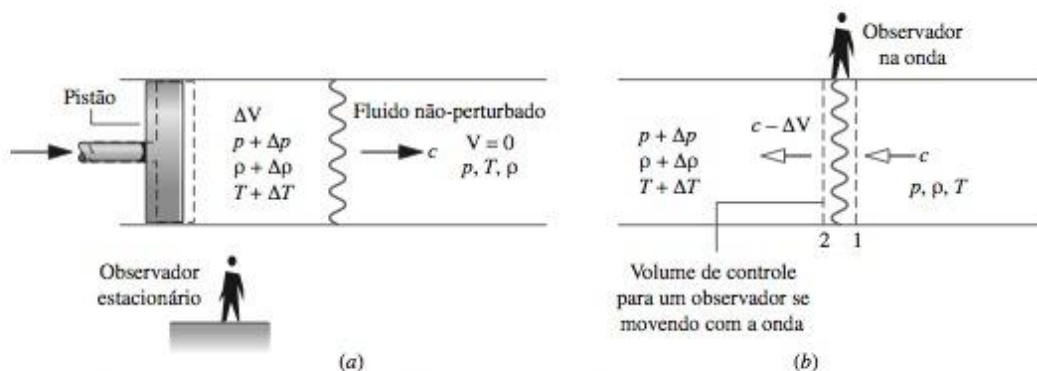



Figura 12.10 Ilustrações utilizadas para analisar a propagação de uma onda sonora. (*a*) Propagação de uma onda de pressão através de um fluido em repouso em relação a um observador estacionário. (*b*) Observador em repouso em relação à onda.

ou

$$\Delta p = \rho c \, \Delta V \tag{12.21}$$

Combinando as Eqs. 12.20 e 12.21 e resolvendo para c,

$$c = \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta \rho}} \tag{12.22}$$

Ondas Sonoras. Para todas as ondas sonoras, incluindo o estrondo de motores a jato e os sons de bandas de rock, as diferenças na pressão, na massa específica e na temperatura da onda são consideravelmente pequenas. Em particular, $\Delta\rho << \rho$, justificando o abandono do terceiro termo da Eq. 12.19. Além disso, a razão $\Delta p/\Delta\rho$ na Eq. 12.22 pode ser interpretada como a derivada da pressão em relação à massa específica da onda. Experiências também indicam que a relação entre pressão e massa específica em uma onda sonora é aproximadamente *isentrópica*. A expressão para a *velocidade do som*, torna-se, então,

$$c = \sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s} \tag{12.23a}$$

velocidade do som

ou, em função do volume específico,

$$c = \sqrt{-v^2\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_s} \tag{12.23b}$$

A velocidade do som é uma propriedade intensiva cujo valor depende do estado do meio no qual o som se propaga. Embora tenhamos admitido que o som se propaga isentropicamente, o meio por si só pode estar submetido a qualquer processo.

Utilizemos a Eq. 12.23*b* para avaliar a velocidade do som em um caso especial que será amplamente utilizado na Seção 12.10: um gás ideal com calores específicos constantes. Para esse caso, a relação entre a pressão e o volume específico para uma entropia fixada é pv^k = constante, onde k é a razão entre os calores específicos (Seção 7.6.2). Então, $(\ p/\ v)_s = -kp/v$ e a Eq. 12.23*b* fornece $c = \sqrt{kpv}$. Com a equação de estado do gás ideal,

$$c = \sqrt{kRT} \qquad \text{(gás ideal)} \tag{12.24}$$

Por Exemplo… para ilustrar o uso da Eq. 12.24, vamos calcular a velocidade do som no ar a 300 K (540°R) e 650 K (1170°R). Da Tabela T-10 para 300 K, $k = c_p/c_v = 1{,}4$. Então,

$$c = \sqrt{1{,}4\left(\frac{8314}{28{,}97}\frac{\text{N}\cdot\text{m}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right)(300\ \text{K})\left|\frac{1\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}{1\ \text{N}}\right|} = 347\,\frac{\text{m}}{\text{s}}\left(1138\,\frac{\text{ft}}{\text{s}}\right)$$

Para 650 K, $k = 1{,}37$ e $c = 506$ m/s (1660 ft/s), como pode ser verificado. ▲

Número de Mach. Em discussões subseqüentes, a razão entre a velocidade V em um estado no escoamento de um fluido e a velocidade sônica c para o mesmo estado desempenha um importante papel. Essa razão adimensional é chamada de ***Número de Mach M***

$$M = \frac{V}{c} \tag{12.25}$$

número de Mach

Quando $M > 1$, o escoamento é dito ***supersônico;*** quando $M < 1$, o escoamento é ***subsônico***; e quando $M = 1$, o escoamento é *sônico. O* termo *hipersônico* é utilizado para escoamentos com números de Mach muito maiores do que um (1) e o termo *transônico* refere-se a escoamento onde o número de Mach é próximo da unidade.

supersônico
subsônico

12.8.2 Propriedades de Estagnação

estado de estagnação

Ao lidar com escoamentos compressíveis, é mais conveniente trabalhar com as propriedades avaliadas para um estado de referência conhecido como ***estado de estagnação***. Conforme discutido na Seção 12.4.2, o estado de estagnação é o estado que um fluido escoando atingiria se fosse desacelerado até velocidade nula. Em um escoamento compressível admitimos que isso ocorra *isentropicamente* (sem atrito e sem transferência de calor) em um difusor operando em regime estacionário. Através da simplificação de um balanço de energia para esse difusor, pode-se concluir que a entalpia no estado de estagnação associado a um estado real no escoamento onde a entalpia específica é h e a velocidade é V é dada por

entalpia de estagnação
pressão e temperatura de estagnação

$$h_o = h + \frac{V^2}{2} \tag{12.26}$$

A entalpia designada aqui como h_o é chamada de ***entalpia de estagnação***. A pressão p_o e a temperatura T_o em um estado de estagnação são denominadas ***pressão de estagnação*** e ***temperatura de estagnação***, respectivamente.

12.9 Escoamento Unidimensional Permanente em Bocais e Difusores

Embora o objetivo do escoamento compressível surja em um grande número de importantes áreas de aplicação da engenharia, o restante desta apresentação focaliza apenas o escoamento através de bocais e difusores. Livros tratando de escoamento compressível devem ser consultados para discussão sobre outras áreas de aplicação.

Nesta seção, determinaremos as formas requeridas de bocais e difusores para escoamentos subsônico e supersônico. Isso é efetuado utilizando os princípios de massa, energia, entropia e momento, junto com as relações de propriedades. Além disso, estudaremos como o escoamento através de bocais é afetado à proporção que as condições na saída do bocal são mudadas. A apresentação é concluída com uma análise de choques normais, que podem existir em escoamento supersônico.

12.9.1 Efeitos da Variação de Área em Escoamentos Subsônico e Supersônico

O objetivo desta discussão é estabelecer um critério para determinar se o bocal ou difusor deve ter uma forma convergente, divergente ou convergente-divergente. Isso é efetuado utilizando equações diferenciais relacionando as variáveis principais que são obtidas através dos balanços de massa e energia em conjunto com relações de propriedades, como consideradas a seguir.

Equações Diferenciais que Descrevem o Funcionamento. Vamos iniciar considerando um volume de controle englobando um bocal ou difusor como ilustrado nas Figs. 5.4 e 5.5. Em regime permanente a vazão é constante, logo

$$\rho A V = \text{constante}$$

Na forma diferencial,

$$d(\rho A V) = 0$$
$$A V\, d\rho + \rho A\, dV + \rho V\, dA = 0$$

ou, dividindo cada termo por ρAV,

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dV}{V} + \frac{dA}{A} = 0 \tag{12.27}$$

Admitindo $\dot{Q}_{cv} = \dot{W}_{cv} = 0$ e desprezando os efeitos da energia potencial, um balanço da taxa de energia (Eq. 5.11b) se reduz a

$$h_2 + \frac{V_2^2}{2} = h_1 + \frac{V_1^2}{2}$$

Introduzindo a Eq. 12.26, segue-se que as entalpias de estagnação para os estados 1 e 2 são iguais: $h_{02} = h_{01}$. Como qualquer estado a jusante da entrada pode ser considerado como estado 2, a seguinte relação entre a entalpia específica e a energia cinética deve ser satisfeita em cada estado

$$h + \frac{V^2}{2} = h_{01} \quad \text{(constante)}$$

Na forma diferencial, torna-se

$$dh = -V\,dV \tag{12.28}$$

Essa equação mostra que se a velocidade aumenta (diminui) na direção do escoamento, a entalpia específica deve decrescer (aumentar) na direção do escoamento, e inversamente.

Além das Eqs. 12.27 e 12.28, que expressam a conservação de massa e de energia, as relações entre as propriedades devem ser levadas em consideração. Admitindo que o escoamento ocorra isentropicamente, a relação de propriedade (Eq. 7.8*b*)

$$T\,ds = dh - \frac{dp}{\rho}$$

reduz-se a

$$dh = \frac{1}{\rho}\,dp \tag{12.29}$$

Essa equação mostra que quando a pressão aumenta ou diminui na direção do escoamento, a entalpia específica varia da mesma forma.

Construindo a diferencial da relação de propriedade $p = p(\rho, s)$,

$$dp = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s d\rho + \left(\frac{\partial p}{\partial s}\right)_\rho ds$$

O segundo termo deixa de existir no escoamento isentrópico. Introduzindo a Eq. 12.23*a*, temos

$$dp = c^2\,d\rho \tag{12.30}$$

que mostra que quando a pressão aumenta ou diminui na direção do escoamento, a massa específica varia da mesma forma.

Conclusões adicionais podem ser deduzidas combinando as equações diferenciais anteriores. Combinando as Eqs. 12.28 e 12.29, resulta

$$\frac{1}{\rho}\,dp = -V\,dV \tag{12.31}$$

que demonstra que se a velocidade aumenta (diminui) na direção do escoamento, a pressão deve diminuir (aumentar) na direção do escoamento, e inversamente.

Eliminando dp entre as Eqs. 12.30 e 12.31 e combinando o resultado com a Eq. 12.27, temos

$$\frac{dA}{A} = -\frac{dV}{V}\left[1 - \left(\frac{V}{c}\right)^2\right]$$

ou com o *número de Mach M*

$$\frac{dA}{A} = -\frac{dV}{V}(1 - M^2) \tag{12.32}$$

Variação da Área com a Velocidade. A Eq. 12.32 mostra como a área pode variar com a velocidade. Os quatro casos seguintes podem ser identificados:

Caso 1: Bocal subsônico, $dV > 0$, $M < 1 \Rightarrow dA < 0$; O duto *converge* na direção do escoamento.
Caso 2: Bocal supersônico, $dV > 0$, $M > 1 \Rightarrow dA > 0$; O duto *diverge* na direção do escoamento.
Caso 3: Difusor supersônico, $dV < 0$, $M > 1 \Rightarrow dA < 0$; O duto *converge* na direção do escoamento.
Caso 4: Difusor subsônico, $dV < 0$, $M < 1 \Rightarrow dA > 0$; O duto *diverge* na direção do escoamento.

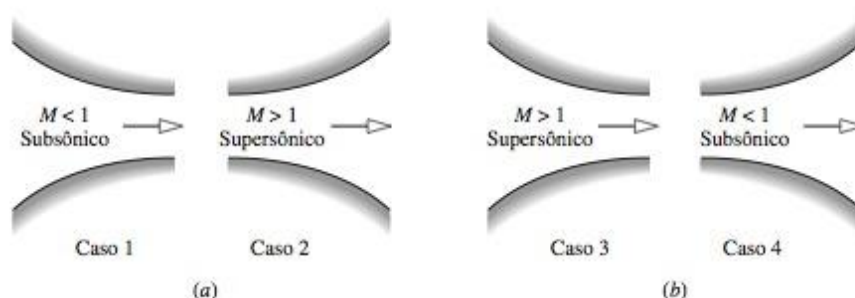



Figura 12.11 Efeitos da variação de área em escoamentos subsônicos e supersônicos. (*a*) Bocais: V aumenta; h, p e ρ diminuem. (*b*) Difusores: V diminui; h, p e ρ aumentam.

Essas conclusões referentes à natureza do escoamento em bocais e difusores subsônico e supersônico estão resumidas na Fig. 12.11. Da Fig. 12.11*a*, vemos que para acelerar um fluido escoando subsonicamente, deve ser utilizado um bocal convergente, mas uma vez que $M = 1$ seja alcançado, aceleração adicional só pode ocorrer em um bocal divergente. Da Fig. 12.11*b*, vemos que um difusor convergente é necessário para desacelerar um fluido escoando supersonicamente, mas uma vez que $M = 1$ seja alcançado, desaceleração adicional só pode ocorrer em um difusor divergente. Esses resultados sugerem que um número de Mach unitário pode ocorrer apenas em uma posição em um bocal ou difusor onde a área da seção transversal seja mínima. Esse local de área mínima é denominado ***garganta***.

garganta

Os desenvolvimentos desta seção não necessitam da especificação de uma equação de estado; então, as conclusões prevalecem para todos os gases. Além disso, embora as conclusões tenham sido tiradas levando em conta a restrição de escoamento isentrópico através de bocais e difusores, elas são válidas no mínimo qualitativamente para escoamentos reais porque o escoamento através de bocais e difusores bem projetados é aproximadamente isentrópico. Eficiências de bocais isentrópicos (Seção 7.7) acima de 95% podem ser alcançadas na prática.

12.9.2 Efeitos da Pressão a Jusante na Vazão Mássica

pressão a jusante

Na discussão presente consideramos o efeito da variação da *pressão a jusante* na vazão através de bocais. A ***pressão a jusante*** é a pressão na região de exaustão fora do bocal. O caso de bocais convergentes será analisado primeiro e a seguir serão considerados os bocais convergente-divergentes.

Bocais Convergentes. A Fig. 12.12 mostra um duto convergente com condições de estagnação na entrada, descarregando para uma região na qual a pressão a jusante p_B pode ser variada. Para a série de casos assinalados de a a e, vamos considerar como a vazão $\dot{m}$ e a pressão p_E na saída do bocal variam à proporção que a pressão a jusante decresce enquanto são mantidas fixas as condições de entrada.

Quando $p_B = p_E = p_0$, não há vazão, logo $\dot{m} = 0$. Isso corresponde ao caso da Fig. 12.12. Se a pressão a jusante p_B diminui, como nos casos b e c, haverá vazão através do bocal. Enquanto o escoamento for subsônico na saída, informações sobre a mudança das condições na região de exaustão podem ser transmitidas a montante. O decréscimo na pressão a jusante resulta então em maiores vazões e novas variações de pressão no interior do bocal. Em cada caso, a velocidade através do bocal é subsônica e a pressão de saída é igual à pressão a jusante. O número de Mach na saída aumenta à proporção que p_B diminui e, não obstante, finalmente um número de Mach unitário pode ser alcançado na saída do bocal. A pressão correspondente é representada por p^*, denominada *pressão crítica*. Esse caso é representado por *d* na Fig. 12.12.

Lembrando que o número de Mach não pode aumentar mais do que a unidade na seção convergente, vamos considerar o que pode ocorrer quando a pressão a jusante for reduzida para um valor menor do que p^*, como representado pelo caso e. Como a velocidade na saída é igual à velocidade do som, as informações sobre as mudanças de condições na região de exaustão não podem mais ser transmitidas a montante após o plano de saída. Conseqüentemente, reduções em p_B abaixo de p^* não produzem efeito nas condições de escoamento no bocal. Nem a variação de pressão no interior do bocal e nem a vazão são afetadas. Sob essas condições, o bocal é dito ***afogado.*** Quando um bocal está afogado, a vazão é a máxima possível para as condições de estagnação dadas. Para p_B menor que p^*, o escoamento se expande para o exterior do bocal para equalizar com a baixa pressão a jusante, conforme mostrado pelo caso e da Fig. 12.12. A variação de pressão na saída do bocal não pode ser prevista utilizando o modelo de escoamento unidimensional.

escoamento afogado: bocal convergente

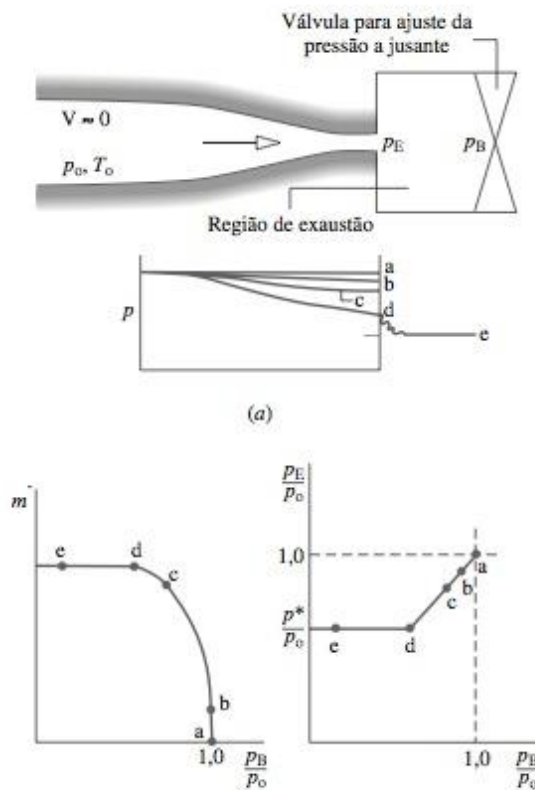



Figura 12.12 Efeito da pressão a jusante na operação de um bocal convergente.

Bocais Convergente-Divergentes. A Fig. 12.13 ilustra os efeitos da variação da pressão a jusante em um bocal *convergente-divergente*. Serão considerados a seguir os casos de a a j.

- Discutamos inicialmente os casos a, b c e d. O caso *a* corresponde a $p_B = p_E = p^*$ para o qual não há escoamento. Quando a pressão a jusante é ligeiramente menor que p_0 (caso *b*), há algum escoamento e o escoamento é subsônico através do bocal. De acordo com a discussão da Fig. 12.11, a velocidade mais alta e a pressão mais baixa ocorrem na garganta, e a parte divergente atua como um difusor no qual a pressão aumenta e a velocidade diminui na direção do escoamento. Se a pressão a jusante é reduzida

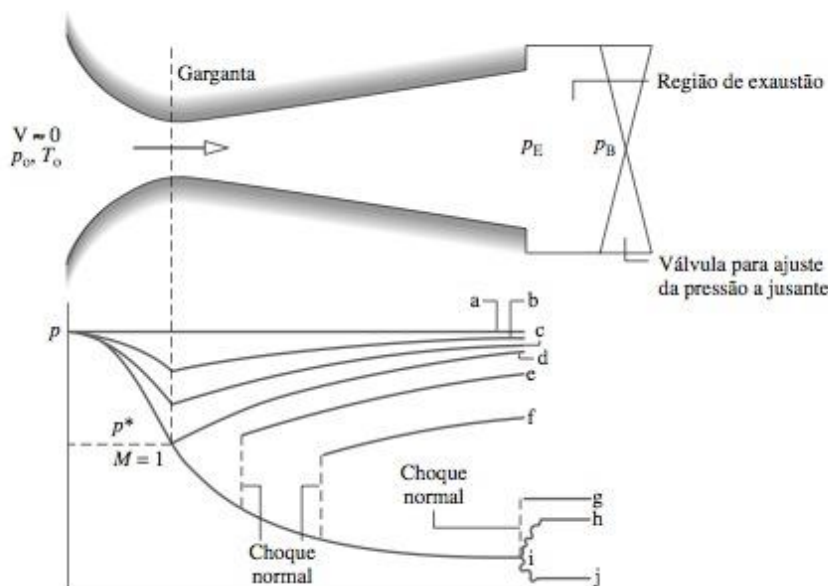



Figura 12.13 Efeito da pressão a jusante na operação de um bocal convergente-divergente.

ainda mais, correspondente ao caso *c*, a vazão mássica e a velocidade na garganta são maiores do que as anteriores. Ainda assim, o escoamento permanece subsônico na garganta e qualitativamente o mesmo do caso *b*. À proporção que a pressão a jusante é reduzida, o número de Mach na garganta aumenta, e finalmente um número de Mach unitário é alcançado (caso *d*). Como anteriormente, a velocidade mais baixa e pressão mais baixa ocorrem na garganta e a região divergente comporta-se como um difusor subsônico. No entanto, como a velocidade na garganta é sônica, o bocal agora encontra-se ***afogado*:** A máxima vazão mássica é alcançada para as condições de estagnação dadas. Mais reduções na pressão a jusante não podem resultar em um aumento da vazão mássica.

escoamento afogado: bocal convergente-divergente

- Quando a pressão a jusante é reduzida abaixo daquela correspondente ao caso *d*, o escoamento através da região convergente e na garganta permanece inalterado. Todavia as condições no interior da região divergente podem ser alteradas, como ilustrado pelos casos e, f e g. No caso e, o fluido passando através da garganta continua a se expandir e torna-se supersônico na região divergente imediatamente a jusante da garganta; mas para certa posição ocorre uma mudança brusca nas propriedades. Isso é denominado de ***choque normal*.** No choque, ocorre um aumento rápido e irreversível na pressão, acompanhado por uma rápida diminuição de escoamento que passe de supersônico para subsônico. A jusante do choque, o duto divergente atua como um difusor subsônico no qual o fluido continua a desacelerar e a pressão aumenta para equiparar-se à pressão a jusante imposta na saída. Se a pressão a jusante for reduzida ainda mais (caso f), a posição do choque se move a jusante, mas o escoamento permanece qualitativamente o mesmo que o do caso e. Com mais reduções na pressão a jusante, a posição do choque se move ainda mais a jusante da garganta até localizar-se na saída (caso g). Nesse caso, o escoamento ao longo de todo o bocal é isentrópico, com escoamento subsônico na região convergente, $M = 1$ na garganta e escoamento supersônico na região divergente. Uma vez que o fluido saindo do bocal passa através de um choque, ele é subsônico logo a jusante do plano de saída.

choque normal

V12.12 Escoamento supersônico no bocal

- Finalmente consideremos os casos h, i e j onde a pressão a jusante é menor que a correspondente ao caso g. Em cada um desses casos, o escoamento através do bocal não é afetado. O ajuste à mudança da pressão a jusante ocorre fora do bocal. No caso h, a pressão decresce continuamente à proporção que o fluido se expande isentropicamente através do bocal e aumenta então para a pressão a jusante fora do bocal. A compressão que ocorre fora do bocal envolve *ondas de choque oblíquas*. No caso i, o fluido se expande isentropicamente até a pressão a jusante e não ocorrem choques dentro ou fora do bocal. No caso j, o fluido se expande isentropicamente no bocal e se expande então fora do bocal até a pressão a jusante através de *ondas oblíquas de expansão*. Uma vez que $M = 1$ seja alcançado na garganta, a vazão mássica é fixada no valor máximo para as condições de estagnação dadas, portanto a vazão mássica é a mesma para pressões a jusante, correspondendo aos casos de d a j. As variações de pressão fora do bocal envolvendo ondas oblíquas não podem ser previstas utilizando o modelo de escoamento unidimensional.

12.9.3 ESCOAMENTO ATRAVÉS DE UM CHOQUE NORMAL

V12.13 Ondas de choque

Vimos que, sob certas condições, uma mudança rápida e abrupta de estado denominada choque ocorre na região divergente de um bocal supersônico. Em um choque *normal*, essa mudança de estado ocorre em um plano normal à direção do escoamento. O objetivo desta discussão é desenvolver procedimentos para a determinação das variações de estado através de um choque normal.

***Modelando Choques Normais*.** Um volume de controle envolvendo um choque normal é mostrado na Fig. 12.14. Considera-se que o volume de controle encontra-se em regime permanente com $\dot{W}_{cv} = 0$, $\dot{Q}_{cv} = 0$ e os efeitos da energia potencial são desprezados. A espessura do choque é muito pequena (da ordem de 10^{-5} cm). Então, não há mudança significativa na área de escoamento ao longo do choque, muito embora ele possa ocorrer em uma passagem divergente, e as forças atuantes na parede podem ser desprezadas em relação às forças de pressão atuando em posições a montante e a jusante denotadas por x e y, respectivamente.

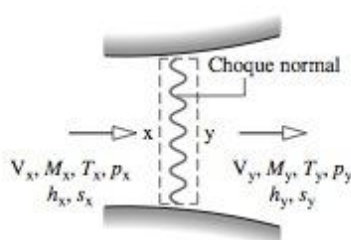



Figura 12.14 Volume de controle englobando um choque normal.

Os estados a montante e a jusante estão relacionados pelas seguintes equações:

Massa:

$$\rho_x V_x = \rho_y V_y \tag{12.33}$$

Energia:

$$h_x + \frac{V_x^2}{2} = h_y + \frac{V_y^2}{2} \tag{12.34a}$$

ou

$$h_{ox} = h_{oy} \tag{12.34b}$$

Quantidade de movimento:

$$p_x - p_y = \rho_y V_y^2 - \rho_x V_x^2 \tag{12.35}$$

Entropia:

$$s_y - s_x = \dot{\sigma}_{cv}/\dot{m} \tag{12.36}$$

Quando combinadas com as relações entre propriedades para o fluido particular sob consideração, as Eqs. 12.33, 12.34 e 12.35 possibilitam determinar as condições a jusante em função das condições especificadas a montante. A Eq. 12.36, correspondente à Eq. 7.30, conduz à importante conclusão de que o estado a jusante *deve* possuir uma entropia específica maior do que o estado a montante, ou $s_y > s_x$.

Linhas de Fanno e de Rayleigh. As equações de massa e de energia, Eqs. 12.33 e 12.34 podem ser combinadas com relações entre propriedades para o fluido em particular para fornecer uma equação que, na representação gráfica em diagrama *h–s*, é denominada ***linha de Fanno***. Analogamente, as equações de massa e de quantidade de movimento, Eqs. 12.33 e 12.35, podem ser combinadas para fornecer uma equação que, ao ser representada em um diagrama *h–s*, é denominada ***linha de Rayleigh***. As linhas de Fanno e Rayleigh estão esboçadas em coordenadas *h–s* na Fig. 12.15. É possível mostrar que o ponto de entropia máxima em cada linha, pontos a e b, correspondem a $M = 1$. Isso também mostra que os ramos superior e inferior de cada linha correspondem, respectivamente, às velocidades subsônicas e supersônicas.

linha de Fanno

linha de Rayleigh

O estado a jusante y deve satisfazer as equações de massa, de energia e de quantidade de movimento simultaneamente, portanto o estado y é fixado pela interseção das linhas de Fanno e de Rayleigh que passam pelo estado x. Como $s_y > s_x$ é possível concluir que o escoamento ao longo do choque pode passar somente *de* x para y. Conseqüentemente, a velocidade varia de supersônica antes do choque ($M_x > 1$) para subsônica após o choque ($M_y < 1$). Essa conclusão é consistente com a discussão dos casos e, f e g na Fig. 12.13. Um aumento significativo na pressão ao longo do choque acompanha o decréscimo da velocidade. A Fig. 12.15 também indica os estados de estagnação correspondentes aos estados a montante e a jusante do choque. A entalpia de estagnação não varia ao longo do choque, mas há um decréscimo acentuado na pressão de estagnação associada ao processo irreversível que ocorre na região do choque normal.

Figura 12.15 Interseção das linhas de Fanno e Rayleigh como solução para as equações de choque normal.

12.10 Escoamento de Gases Ideais com Calores Específicos Constantes em Bocais e Difusores

A discussão sobre escoamento em bocais e difusores, apresentada na Seção 12.9, não requer nenhuma hipótese sobre a equação de estado e, assim sendo, os resultados obtidos são válidos de um modo geral. Voltamos agora nossa atenção aos gases ideais com calores específicos constantes. Esse caso é apropriado para muitos problemas práticos envolvendo o escoamento através de bocais e difusores. A hipótese de calores específicos constantes permite também a dedução de equações analíticas relativamente simples.

12.10.1 Funções de Escoamento Isentrópico

Vamos iniciar desenvolvendo as equações que relacionam um estado em um escoamento incompressível com o estado de estagnação correspondente. Para o caso de um gás ideal com c_p constante, a Eq. 12.26 se torna

$$T_o = T + \frac{V^2}{2c_p}$$

onde T_o é a temperatura de estagnação. Introduzindo $c_p = kR/(k-1)$ (Eq. 4.45), junto com as Eqs. 12.24 e 12.25, a relação entre a temperatura T e o número de Mach M do gás em escoamento e a temperatura de estagnação correspondente T_o é

$$\frac{T_o}{T} = 1 + \frac{k-1}{2}M^2 \tag{12.37}$$

Com a Eq. 7.34, uma relação entre a temperatura T e a pressão p do escoamento do gás e a temperatura de estagnação T_o correspondente e a pressão de estagnação p_o é

$$\frac{p_o}{p} = \left(\frac{T_o}{T}\right)^{k/(k-1)}$$

Introduzindo a Eq. 12.37 nessa expressão, temos

$$\frac{p_o}{p} = \left(1 + \frac{k-1}{2}M^2\right)^{k/(k-1)} \tag{12.38}$$

Embora as condições sônicas possam na realidade não ser obtidas em um determinado escoamento, é conveniente termos uma expressão que relacione a área A em uma dada seção com a área A* que *seria* necessária para o escoamento sônico ($M = 1$) com a mesma vazão mássica e estado de estagnação. Essas áreas estão relacionadas por

$$\rho AV = \rho^* A^* V^*$$

onde ρ^* e V^* são a massa específica e a velocidade, respectivamente, quando $M = 1$. Introduzindo a equação de estado do gás ideal, junto com as Eqs. 12.24 e 12.25, e resolvendo para A/A*,

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{M}\frac{p^*}{p}\left(\frac{T}{T^*}\right)^{1/2} = \frac{1}{M}\frac{p^*/p_o}{p/p_o}\left(\frac{T/T_o}{T^*/T_o}\right)^{1/2}$$

onde T^* e p^* são a temperatura e a pressão, respectivamente, quando $M = 1$. Então, com as Eqs. 12.37 e 12.38,

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{M}\left[\left(\frac{2}{k+1}\right)\left(1 + \frac{k-1}{2}M^2\right)\right]^{(k+1)/2(k-1)} \tag{12.39}$$

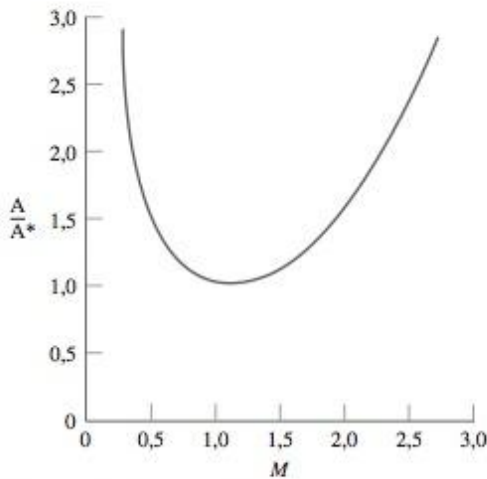



Figura 12.16 Variação de A/A* com o número de Mach em um escoamento isentrópico para $k = 1,4$.

TABELA 12.1 Funções de Escoamento Isentrópico para um Gás Ideal com $k = 1,4$

M	T/T_0	p/p_0	A/A*
0	1,000 00	1,000 00	∞
0,10	0,998 00	0,993 03	5,8218
0,20	0,992 06	0,972 50	2,9635
0,30	0,982 32	0,939 47	2,0351
0,40	0,968 99	0,895 62	1,5901
0,50	0,952 38	0,843 02	1,3398
0,60	0,932 84	0,784 00	1,1882
0,70	0,910 75	0,720 92	1,094 37
0,80	0,886 52	0,656 02	1,038 23
0,90	0,860 58	0,591 26	1,008 86
1,00	0,833 33	0,528 28	1,000 00
1,10	0,805 15	0,468 35	1,007 93
1,20	0,776 40	0,412 38	1,030 44
1,30	0,747 38	0,360 92	1,066 31
1,40	0,718 39	0,314 24	1,1149
1,50	0,689 65	0,272 40	1,1762
1,60	0,661 38	0,235 27	1,2502
1,70	0,633 72	0,202 59	1,3376
1,80	0,606 80	0,174 04	1,4390
1,90	0,580 72	0,149 24	1,5552
2,00	0,555 56	0,127 80	1,6875
2,10	0,531 35	0,109 35	1,8369
2,20	0,508 13	0,093 52	2,0050
2,30	0,485 91	0,079 97	2,1931
2,40	0,464 68	0,068 40	2,4031

A variação de A/A* com M é fornecida na Fig. 12.16 para $k = 1,4$. A figura mostra que um único valor de A/A* corresponde a uma escolha qualquer de M. Entretanto, para um dado valor de A/A* diferente da unidade, há dois valores para o número de Mach, um subsônico e um supersônico. Isso está de acordo com a discussão da Fig. 12.21 na qual vimos que uma passagem convergente-divergente com uma seção de área mínima é necessária para acelerar um escoamento da velocidade subsônica para a supersônica.

As Eqs. 12.37, 12.38 e 12.39 permitem que as razões T/T_0, p/p_0 e A/A* sejam calculadas e tabeladas com o número de Mach como a única variável independente para um valor especificado de k. A Tabela 12.1 fornece uma tabela desse tipo para $k = 1,4$. Essa tabela facilita a análise do escoamento através de bocais e difusores. As Eqs. 12.37, 12.38 e 12.39 também podem ser prontamente calculadas utilizando calculadoras programáveis e softwares como o *Interactive Thermodynamics: IT*.

No Exemplo 12.8, consideramos o efeito da pressão a jusante no escoamento em um bocal convergente. O *primeiro passo* da análise é conferir se o escoamento está afogado.

EXEMPLO 12.8

EFEITO DA PRESSÃO A JUSANTE EM UM BOCAL CONVERGENTE

Um bocal convergente tem uma área de saída 0,001 m^2. Ar entra no bocal com velocidade que pode ser desprezada a uma pressão de 1,0 MPa e uma temperatura de 360 K. Para o escoamento isentrópico de um gás ideal com $k = 1,4$, determine a vazão mássica, em kg/s, e o número de Mach na saída para pressões a jusante de (**a**) 500 KPa e (**b**) 784 KPa.

Solução

Dados: Ar escoa isentropicamente a partir de condições de estagnação especificadas através de um bocal convergente com uma área de saída conhecida.

Determinar: A vazão mássica, em kg/s, e o número de Mach na saída, para pressões a jusante de 500 e 784 kPa.

Esquema e Dados Fornecidos:

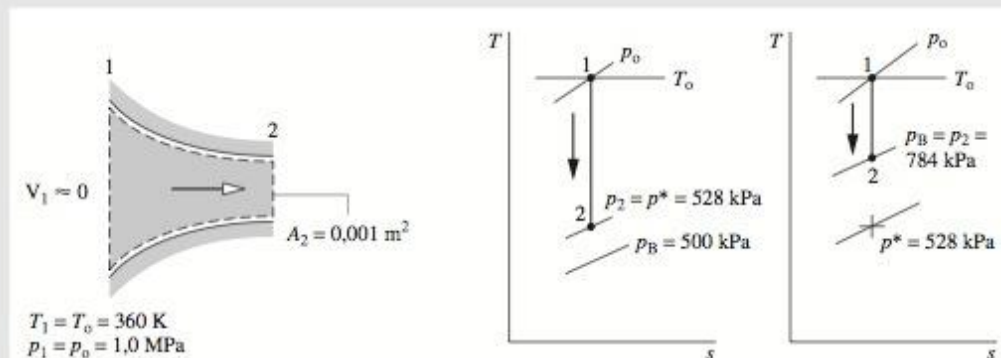



Figura E12.8

Hipóteses:

1. O volume de controle mostrado no esquema opera em regime permanente.
2. O ar é modelado como um gás ideal com $k = 1{,}4$.
3. O escoamento através do bocal é isentrópico.

❶ ***Análise:*** O primeiro passo é verificar se o escoamento está afogado. Com $k = 1{,}4$ e $M = 1{,}0$, a Eq. 12.38 fornece $p^*/p = 0{,}528$. Como $p_0 = 1{,}0$ MPa, a pressão crítica é $p^* = 528$ kPa. Então para pressões a jusante menores ou iguais a 528 kPa, o número de Mach é unitário na saída e o bocal está afogado.

(**a**) Da discussão acima, segue-se que para uma pressão a jusante de 500 kPa, o bocal está afogado. Na saída, $M_2 = 1{,}0$ e a pressão de saída é igual à pressão crítica, $p_2 = 528$ kPa. A vazão mássica é a máxima que pode ser atingida para as condições de estagnação fornecidas. Com a equação de estado do gás ideal, a vazão mássica é

$$\dot{m} = \rho_2 A_2 V_2 = \frac{p_2}{RT_2} A_2 V_2$$

A área de saída A_2 requerida para essa expressão é especificada como 10^{-3} m^2. Como $M = 1$ na saída, a temperatura de saída T_2 pode ser determinada da Eq. 12.37, que rearrumada é

$$T_2 = \frac{T_o}{1 + \dfrac{k-1}{2} M^2} = \frac{360 \text{ K}}{1 + \left(\dfrac{1{,}4 - 1}{2}\right)(1)^2} = 300 \text{ K}$$

Então, com a Eq. 12.24, a velocidade de saída V_2 é

$$\begin{aligned} V_2 &= \sqrt{kRT_2} \\ &= \sqrt{1{,}4\left(\frac{8314}{28{,}97}\frac{\text{N}\cdot\text{m}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right)(300 \text{ K})\left|\frac{1 \text{ kg}\cdot\text{m/s}^2}{1 \text{ N}}\right|} = 347{,}2 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Finalmente,

$$\dot{m} = \frac{(528 \times 10^3 \text{ N/m}^2)(10^{-3} \text{ m}^2)(347{,}2 \text{ m/s})}{\left(\dfrac{8314}{28{,}97}\dfrac{\text{N}\cdot\text{m}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right)(300 \text{ K})} = 2{,}13 \text{ kg/s} \quad \triangleleft$$

(**b**) Como a pressão a jusante de 784 kPa é maior que a pressão crítica determinada, o escoamento através do bocal é subsônico e a pressão de saída é igual à pressão a jusante $p_2 = 784$ kPa. O número de Mach na saída pode ser determinado pela resolução da Eq. 12.38 para obtermos

$$M_2 = \left\{\frac{2}{k-1}\left[\left(\frac{p_o}{p_2}\right)^{(k-1)/k} - 1\right]\right\}^{1/2}$$

Inserindo valores,

$$M_2 = \left\{\frac{2}{1{,}4 - 1}\left[\left(\frac{1 \times 10^6}{7{,}84 \times 10^5}\right)^{0{,}286} - 1\right]\right\}^{1/2} = 0{,}6 \triangleleft$$

Com o número de Mach na saída conhecido, a temperatura de saída T_2 pode ser determinada da Eq. 12.37 como 336 K. A velocidade de saída é, então,

$$\begin{aligned} V_2 &= M_2 c_2 = M_2\sqrt{kRT_2} = 0{,}6\sqrt{1{,}4\left(\frac{8314}{28{,}97}\right)(336)} \\ &= 220{,}5 \text{ m/s} \end{aligned}$$

A vazão mássica é

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \rho_2 A_2 V_2 = \frac{p_2}{RT_2} A_2 V_2 = \frac{(784 \times 10^3)(10^{-3})(220{,}5)}{(8314/28{,}97)(336)} \\ &= 1{,}79 \text{ kg/s} \triangleleft \end{aligned}$$

❶ O uso da Tabela 12.1 reduz parte dos cálculos necessários na solução apresentada a seguir. Deixamos como exercício desenvolver uma solução utilizando essa tabela. Observe também que o primeiro passo da análise é verificar se o escoamento está afogado.

12.10.2 Funções de Choques Normais

Vamos desenvolver a seguir equações analíticas para choques normais para o caso de um gás ideal com calores específicos constantes. Para este caso, resulta da equação de energia, Eq. 12.34b, que não há variação alguma da temperatura de estagnação ao longo do choque, $T_{ox} = T_{oy}$. Então, com a Eq. 12.37, é obtida a seguinte expressão para a razão entre as temperaturas ao longo do choque:

$$\frac{T_y}{T_x} = \frac{1 + \frac{k-1}{2}M_x^2}{1 + \frac{k-1}{2}M_y^2} \tag{12.40}$$

Rearrumando a Eq. 12.35,

$$p_x + \rho_x V_x^2 = p_y + \rho_y V_y^2$$

Introduzindo a equação de estado do gás ideal, junto com as Eqs. 12.24 e 12.25, a razão entre a pressão a jusante do choque e a pressão a montante é

$$\frac{p_y}{p_x} = \frac{1 + kM_x^2}{1 + kM_y^2} \tag{12.41}$$

Da mesma forma, a Eq. 12.33 se torna

$$\frac{p_y}{p_x} = \sqrt{\frac{T_y}{T_x}}\frac{M_x}{M_y}$$

A seguinte equação que relaciona os números de Mach M_x e M_y ao longo do choque pode ser obtida quando as Eqs. 12.40 e 12.41 forem introduzidas nesta expressão

$$M_y^2 = \frac{M_x^2 + \dfrac{2}{k-1}}{\dfrac{2k}{k-1}M_x^2 - 1} \tag{12.42}$$

A razão entre as pressões de estagnação ao longo do choque p_{oy}/p_{ox} é freqüentemente útil. Deixamos como exercício mostrar que

$$\frac{p_{oy}}{p_{ox}} = \frac{M_x}{M_y}\left(\frac{1 + \dfrac{k-1}{2}M_y^2}{1 + \dfrac{k-1}{2}M_x^2}\right)^{(k+1)/2(k-1)} \tag{12.43}$$

Como não há variação de área ao longo do choque, as Eqs. 12.39 e 12.43 se combinam para fornecer

$$\frac{A_x^*}{A_y^*} = \frac{p_{oy}}{p_{ox}} \tag{12.44}$$

Para valores especificados de M_x e razão entre calores específicos k, o número de Mach a jusante do choque pode ser determinado por meio da Eq. 12.42. Então, com M_x, M_y e k conhecidos, as razões T_y/T_x, p_y/p_x e p_{oy}/p_{ox} podem ser determinadas das Eqs. 12.40, 12.41 e 12.43. Assim sendo, podemos construir tabelas fornecendo M_y, T_y/T_x, p_y/p_x e p_{oy}/p_{ox}, versus o número de Mach M_x como a única variável independente para um valor especificado de k. A Tabela 12.2 fornece esses valores para $k = 1,4$.

No Exemplo 12.9 a seguir, consideramos o efeito pressão a jusante sobre o escoamento em um bocal convergente-divergente. Os principais elementos da análise incluem a determinação de se o escoamento está afogado ou se existe um choque normal.

Tabela 12.2 Funções de Choque Normal para um Gás Ideal com $k = 1,4$

M_x	M_y	p_y/p_x	T_y/T_x	p_{oy}/p_{ox}
1,00	1,000 00	1,0000	1,0000	1,000 00
1,10	0,911 77	1,2450	1,0649	0,998 92
1,20	0,842 17	1,5133	1,1280	0,992 80
1,30	0,785 96	1,8050	1,1909	0,979 35
1,40	0,739 71	2,1200	1,2547	0,958 19
1,50	0,701 09	2,4583	1.3202	0,929 78
1,60	0,668 44	2,8201	1,3880	0,895 20
1,70	0,640 55	3.2050	1,4583	0,855 73
1,80	0,616 50	3,6133	1,5316	0,812 68
1,90	0,595 62	4,0450	1,6079	0,767 35
2,00	0,577 35	4,5000	1,6875	0,720 88
2,10	0,561 28	4,9784	1,7704	0,674 22
2,20	0,547 06	5,4800	1,8569	0,628 12
2,30	0,534 41	6,0050	1,9468	0,583 31
2,40	0,523 12	6,5533	2,0403	0,540 15
2,50	0,512 99	7,1250	2,1375	0,499 02
2,60	0,503 87	7,7200	2,2383	0,460 12
2,70	0,495 63	8,3383	2,3429	0,423 59
2,80	0,488 17	8,9800	2,4512	0,389 46
2,90	0,481 38	9,6450	2,5632	0,357 73
3,00	0,475 19	10,333	2,6790	0,328 34
4,00	0,434 96	18,500	4,0469	0,138 76
5,00	0,415 23	29,000	5,8000	0,061 72
10,00	0,387 57	116,50	20,388	0,003 04
∞	0,377 96	∞	∞	0,0

EXEMPLO 12.9

EFEITO DA PRESSÃO A JUSANTE: BOCAL CONVERGENTE-DIVERGENTE

Um bocal convergente-divergente operando em regime permanente tem uma área de garganta de 1,0 in² e uma área de saída de 2,4 in². Ar entra no bocal com uma velocidade que pode ser desprezada a uma pressão de 100 lbf/in² e uma temperatura de 500°R. Para o ar como um gás ideal com $k = 1{,}4$, determine a vazão mássica, em lb/s e slug/s, a pressão de saída, em lbf/in², e o número de Mach de saída para cada um dos cinco casos a seguir. (**a**) Escoamento isentrópico com $M = 0{,}7$ na garganta. (**b**) Escoamento isentrópico com $M = 1$ na garganta e a região divergente atuando como um difusor. (**c**) Escoamento isentrópico com $M = 1$ na garganta e a região divergente atuando como um bocal. (**d**) Escoamento isentrópico no bocal com um choque normal na saída. (**e**) Um choque normal na posição da região divergente em uma posição onde a área é 2,10 in². Em todos os outros locais o escoamento é isentrópico.

Solução

Dados: Ar escoa a partir de condições especificadas de estagnação através de um bocal convergente-divergente com uma garganta e área de saída conhecidas.

Determinar: A vazão mássica, a pressão de saída e o número de Mach na saída devem ser determinados para cada um de cinco casos.

Esquema e Dados Fornecidos:

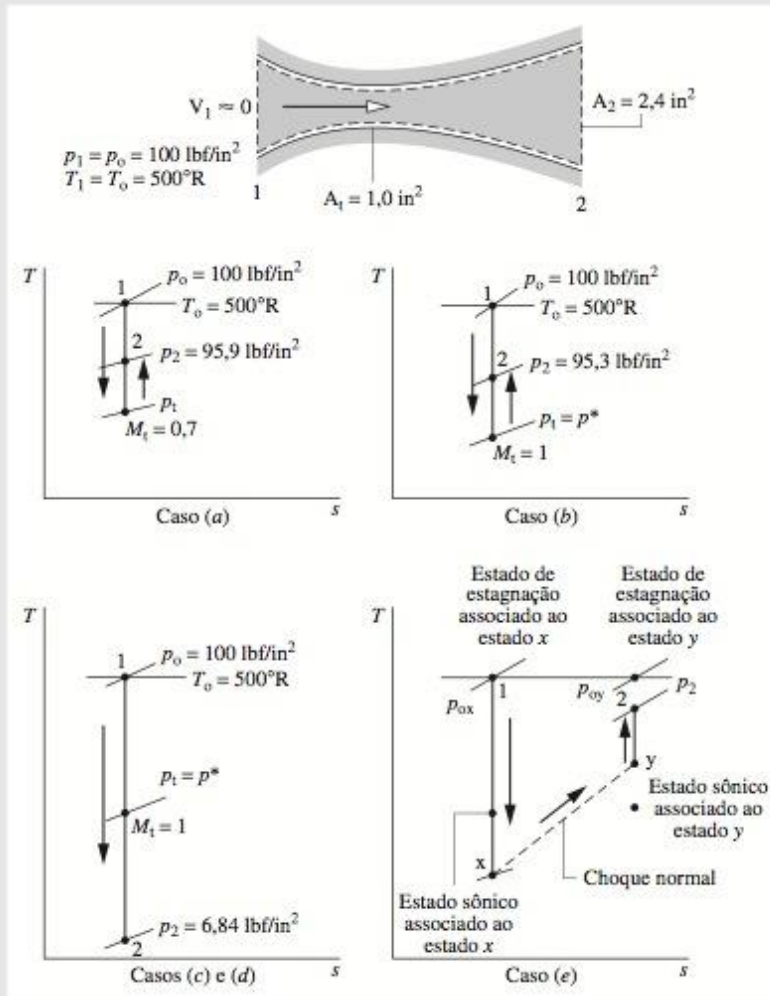



Figura E12.9

Hipóteses:

1. O volume de controle mostrado no esquema opera em regime permanente. Os diagramas *T-s* fornecem a posição dos estados no bocal.
2. O ar é modelado como um gás ideal com $k = 1{,}4$.
3. O escoamento através do bocal é isentrópico, exceto para o caso e, onde há um choque na seção divergente.

Análise: **(a)** O diagrama *T-s* mostra os estados percorridos pelo gás neste caso. Os seguintes dados são fornecidos: o número de Mach na garganta, $M_t = 0,7$, a área da garganta, $A_t = 1,0$ in^2 e a área de saída, $A_2 = 2,4$ in^2. O número de Mach de saída M_2, a temperatura de saída T_2 e a pressão de saída p_2 podem ser determinadas utilizando a identidade

$$\frac{A_2}{A^*} = \frac{A_2}{A_t}\frac{A_t}{A^*}$$

Com $M_t = 0,7$, a Tabela 12.2 fornece $A_t/A^* = 1,09437$. Portanto

$$\frac{A_2}{A^*} = \left(\frac{2,4 \text{ in}^2}{1,0 \text{ in}^2}\right)(1,09437) = 2,6265$$

O escoamento ao longo do bocal, incluindo a saída, é subsônico. Assim sendo, com esse valor para A_2/A^*, a Tabela 12.2 fornece $M_2 \approx 0,24$. Para $M_2 = 0,24$, $T_2/T_0 = 0,988$ e $p_2/p_0 = 0,959$. Como a temperatura e a pressão de estagnação são 500°R e 100 lbf/in^2, respectivamente, resulta que $T_2 = 494$°R e $p_2 = 95,9$ lbf/in^2.

A velocidade na saída é

$$\begin{aligned} V_2 &= M_2 c_2 = M_2\sqrt{kRT_2} \\ &= 0,24\sqrt{1,4\left(\frac{1545}{28,97}\frac{\text{ft}\cdot\text{lbf}}{\text{lb}\cdot{}^\circ\text{R}}\right)(494^\circ\text{R})\left|\frac{32,2 \text{ lb}\cdot\text{ft/s}^2}{1 \text{ lbf}}\right|} \\ &= 262 \text{ ft/s} \end{aligned}$$

A vazão mássica é

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \rho_2 A_2 V_2 = \frac{p_2}{RT_2}A_2V_2 \\ &= \frac{(95,9 \text{ lbf/in}^2)(2,4 \text{ in}^2)(262 \text{ ft/s})}{\left(\frac{1545}{28,97}\frac{\text{ft}\cdot\text{lbf}}{\text{lb}\cdot{}^\circ\text{R}}\right)(494^\circ\text{R})} = 2,29 \text{ lb/s} \quad \triangleleft \end{aligned}$$

Como 1 slug = 32,1740 lb (Eq. 2.7), encontramos $\dot{m} = 7,12 \times 10^{-2}$ slug/s.

(b) O diagrama *T-s* mostra os estados percorridos pelo gás nesse caso. Como $M = 1$ na garganta, temos $A_t = A^*$ e, então, $A_2/A^* = 2,4$. A Tabela 12.2 fornece dois números de Mach para essa razão: $M \approx 0,26$ e $M \approx 2,4$. A região divergente atua como um difusor neste item do exemplo; desse modo, o valor subsônico é apropriado. O valor supersônico é apropriado no item (c).

Logo, da Tabela 12.2, temos para $M_2 = 0,26$, $T_2/T_o = 0,986$ e $p_2/p_o = 0,953$. Como $T_o = 500$°R e $p_o = 100$ lbf/in^2, segue-se que $T_2 = 493$°R e $p_2 = 95,3$ lbf/in^2.

A velocidade na saída é

$$\begin{aligned} V_2 &= M_2c_2 = M_2\sqrt{kRT_2} \\ &= 0,26\sqrt{(1,4)\left(\frac{1545}{28,97}\right)(493)|32,2|} = 283 \text{ ft/s} \end{aligned}$$

A vazão mássica é

$$\dot{m} = \frac{p_2}{RT_2}A_2V_2 = \frac{(95,3)(2,4)(283)}{\left(\frac{1545}{28,97}\right)(493)} = 2,46 \text{ lb/s} \quad \triangleleft$$

que é $7,65 \times 10^{-2}$ slug/s. Essa é a vazão mássica máxima para a geometria e condições de estagnação especificadas: o escoamento está afogado.

(c) O diagrama *T-s* mostra os estados percorridos pelo gás neste caso. Conforme discutido no item (b), o número de Mach na saída neste item do exemplo é $M_2 = 2,4$. Utilizando esse valor, a Tabela 12.2 fornece $p_2/p_o = 0,0684$. Com $p_o = 100$ lbf/in^2, a pressão na saída é $p_2 = 6,84$ lbf/in^2. Como o bocal está afogado, a vazão mássica é a mesma que foi determinada no item (b).

(d) Como um choque normal está localizado na saída e o escoamento a montante do choque é isentrópico, o número de Mach M_x e a pressão p_x correspondem aos valores encontrados no item (c), $M_x = 2,4$, $p_x = 6,84$ lbf/in^2. Então, da Tabela 12.2, $M_y \approx 0,52$ e $p_y/p_x = 6,533$. A pressão a jusante do choque é, então, 44,82 lbf/in^2. Esta é a pressão de saída. A vazão mássica é a mesma encontrada no item (b).

(e) O diagrama *T-s* mostra os estados percorridos pelo gás. Sabemos que um choque se localiza na seção divergente onde a área é $A_x = 2{,}0$ in². Como ocorre um choque, o escoamento é sônico na garganta, então $A_x^* = A_t = 1{,}0$ in². O número de Mach M_x pode ser encontrado na Tabela 12.2, utilizando $A_x/A_x^* = 2$, como $M_x = 2{,}2$.

O número de Mach na saída pode ser determinado utilizando-se a identidade

$$\frac{A_2}{A_y^*} = \left(\frac{A_2}{A_x^*}\right)\left(\frac{A_x^*}{A_y^*}\right)$$

Introduzindo a Eq. 12.44 para substituir A_x/A_x^*, isso se torna

$$\frac{A_2}{A_y^*} = \left(\frac{A_2}{A_x^*}\right)\left(\frac{p_{oy}}{p_{ox}}\right)$$

onde p_{ox} e p_{oy} são as pressões de estagnação antes e depois do choque, respectivamente. Com $M_x = 2{,}2$, a razão entre as pressões de estagnação é obtida da Tabela 12.2 como $p_{oy}/p_{ox} = 0{,}62812$. Logo,

$$\frac{A_2}{A_y^*} = \left(\frac{2{,}4 \text{ in.}^2}{1{,}0 \text{ in.}^2}\right)(0{,}62812) = 1{,}51$$

Utilizando esta razão e observando que a vazão é subsônica após o choque, a Tabela 12.2 fornece $M_2 \approx 0{,}43$, para o qual $p_2/p_{oy} = 0{,}88$.

A pressão na saída pode ser determinada utilizando-se a identidade

$$p_2 = \left(\frac{p_2}{p_{oy}}\right)\left(\frac{p_{oy}}{p_{ox}}\right)p_{ox} = (0{,}88)(0{,}628)\left(100\frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}\right) = 55{,}3 \text{ lbf/in}^2$$

Como o escoamento está afogado, a vazão mássica é a mesma que foi encontrada no item (b).

❶ O item (a) deste exemplo corresponde aos casos *b* e *c* da Fig. 12.13. O item (c) corresponde ao caso *d* da Fig. 12.13, o item (d) corresponde ao caso *g* da Fig. 12.13, o item (e) corresponde aos casos *e* e *f*.

12.11 Resumo do Capítulo e Guia de Estudo

Consideramos neste capítulo diversos conceitos preliminares que são essenciais na análise do movimento dos fluidos. Esses conceitos incluem as forças de superfície e de corpo, a viscosidade e o modelo de escoamento incompressível estacionário.

Consideramos, além disso, a aplicação da segunda lei de Newton para obter a equação de quantidade de movimento para fluidos escoando através de volumes de controle. Para escoamento em regime permanente, a soma de todas as forças atuando no volume de controle é igual à diferença entre as taxas de momento do escoamento de entrada e saída através da superfície do volume de controle.

Consideramos também duas formas do balanço de energia mecânica. A equação de Bernoulli é válida para escoamentos estacionários não viscosos e incompressíveis e fornece a relação entre pressão, elevação e velocidade para tais escoamentos. A equação mais geral de energia mecânica pode ser utilizada em situações onde os efeitos viscosos são importantes e as bombas ou turbinas adicionam ou removem energia mecânica para ou a partir do fluido escoando.

A seguinte lista fornece um guia de estudo para este capítulo. Quando seu estudo do texto e os exercícios no fim do capítulo estiverem completados você deve ser capaz de:

- descrever o significado dos termos listados nas margens ao longo do capítulo e entender cada um dos conceitos relacionados. O subconjunto de termos-chave listado aqui na margem é particularmente importante.
- explicar os conceitos das forças de superfície e de corpo.
- explicar os conceitos de viscosidade e tensões de cisalhamento.
- selecionar o volume de controle e aplicar a equação de momento para analisar o escoamento através do volume de controle.
- aplicar, quando cabível, a equação de Bernoulli apropriadamente para analisar situações de escoamento.

forças de corpo e de superfície
viscosidade
equação de momento
equação de Bernoulli
pressão estática
pressão dinâmica
equação da energia mecânica
altura de carga
perda de carga

alturas de carga de bomba e de turbina

- utilizar os conceitos de perda de carga, carga da bomba e carga da turbina na análise de várias situações de escoamento.
- utilizar a equação de energia mecânica apropriadamente para analisar vários escoamentos.

PROBLEMAS

Observações: A menos que seja indicado o contrário no enunciado do problema, utilize na resolução dos problemas os valores das propriedades dos fluidos fornecidos nas tabelas do Apêndice FM-1. Além disso, exceto nos problemas sobre Escoamento Compressível, em todos os demais supõe-se escoamento *incompressível* em regime permanente.

Viscosidade

12.1 Óleo cru com uma viscosidade de $9{,}52 \times 10^{-4}$ lbf · s/ft^2 está contido entre duas placas paralelas (ver Fig. 12.2). A placa inferior é fixa e a parte superior se desloca quando se aplica uma força F. Se a distância entre as duas placas é de 0,1 in, qual é o valor de F necessário para deslocar a placa móvel com uma velocidade de 3 ft/s? A área efetiva da placa superior é 200 in^2.

12.2 Uma camada de água escoa para baixo em uma superfície inclinada fixa, com um perfil de velocidade mostrado na Fig. P12.2. Determine a magnitude e a direção e o sentido da tensão de cisalhamento que a água exerce sobre a superfície fixa para $U = 3$ m/s e $h = 0{,}1$ m.

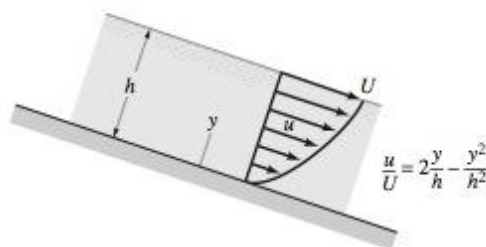



Figura P12.2

12.3 (CD-ROM)

12.4 (CD-ROM)

Balanço de Massa

12.5 Em uma turbina de uma hidroelétrica passam 2 milhões de gal/min através de suas pás. Se a velocidade média de escoamento na seção reta circular da tubulação de admissão não exceder 30 ft/s, determine o diâmetro mínimo necessário da tubulação.

12.6 (CD-ROM)

Equação de Quantidade de Movimento

12.7 Um fluxo de ar é injetado na atmosfera por meio de um bocal e colide com uma placa vertical conforme mostrado na Fig. P12.7. Uma força horizontal de 9 N é necessária para manter a placa em posição. Determine a velocidade na saída, V_1 e a velocidade dentro do tubo, V_2.

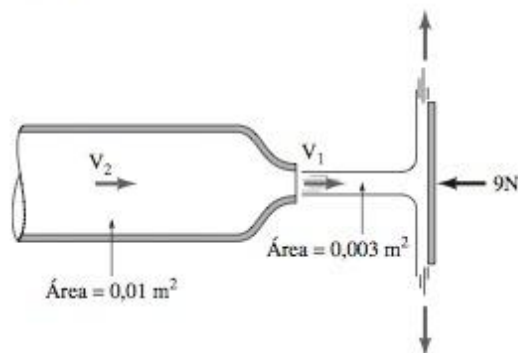



Figura P12.7

12.8 Água contida em um grande reservatório aberto descarrega em regime permanente para a atmosfera através de um duto curvo conforme mostrado na Fig. P12.8. O reservatório está em repouso sobre uma superfície lisa e, para evitar seu deslizamento, um cabo flexível horizontal deve ser conectado a ganchos ou no lado direito ou no lado esquerdo do reservatório. Admitindo que o cabo pode suportar somente esforço de tração, você o conectaria no lado direito ou no lado esquerdo do reservatório? Qual a força de tração que o cabo deve ser capaz de suportar? Admitir o escoamento sem atrito.

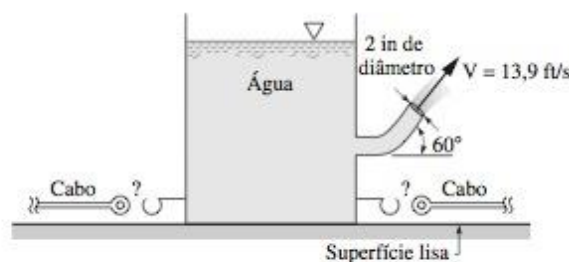



Figura P12.8

12.9 Uma placa circular com um diâmetro de 300 mm é mantida perpendicular a um jato de ar assimétrico horizontal com uma velocidade de 40 m/s e um diâmetro de 80 mm, confor-

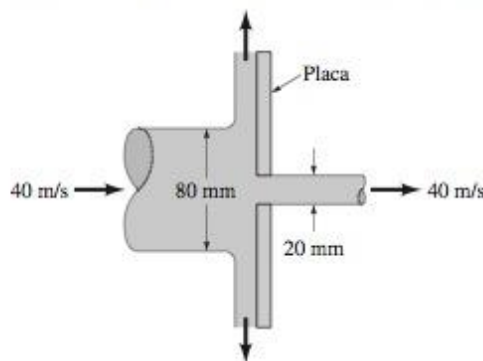



Figura P12.9

me mostrado na Fig. P12.9. Um furo no centro da placa resulta em uma descarga de jato de ar com diâmetro de 20 mm a uma velocidade de 40 m/s. Determine a componente horizontal da força, necessária para manter a placa estacionária.

12.10 (CD-ROM)

12.11 Um jato de água de 10 mm de diâmetro é defletido por um bloco homogêneo retangular (15 mm por 200 mm por 100 mm) que pesa 6 N, conforme mostrado na Fig. P12.11. Determine a vazão volumétrica mínima necessária para mover o bloco em torno do ponto O.

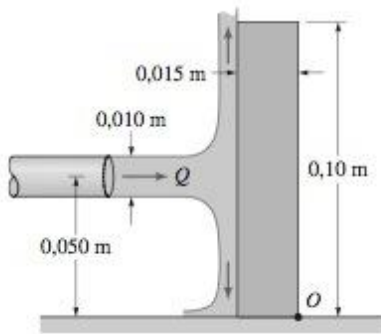



Figura P12.11

12.12 (CD-ROM)

12.13 (CD-ROM)

12.14 O controle do vetor empuxo propulsor é uma nova técnica que pode ser utilizada para melhorar bastante a capacidade de manobra de um avião militar de caça. Ela consiste na utilização de um conjunto de placas na saída do motor a jato para defletir os gases de exaustão, conforme mostrado na Fig. P12.14. De quanto é reduzida a força propulsora (força ao longo da linha de centro do avião), para o caso indicado, comparado com um vôo normal no qual a exaustão é paralela à linha de centro?

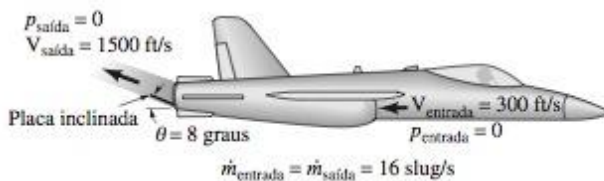



Figura P12.14

12.15 (CD-ROM)

12.16 Água escoa através de uma válvula em forma de ângulo reto com uma vazão mássica de 1000 lb/s, conforme mostrado na Fig. P12.16. A pressão a montante da válvula é de 90 psi e a perda de carga na válvula é de 5 psi. Os diâmetros internos da válvula na entrada e na saída dos tubos são 12 e 24 in, respectivamente. Se o escoamento através da válvula ocorre em um plano horizontal, determine as componentes x e y da força de ancoragem exigida para manter a válvula estacionária.

12.17 Água escoa através de um tubo com diâmetro de 2 ft montado horizontalmente em um arco circular conforme mostrado na Fig. P12.17. Se o tubo descarrega para a atmosfera

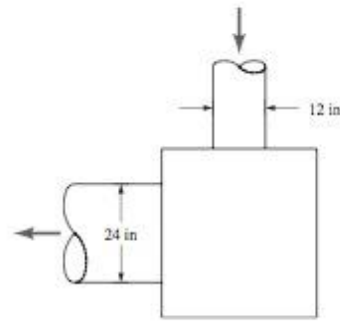



Figura P12.16

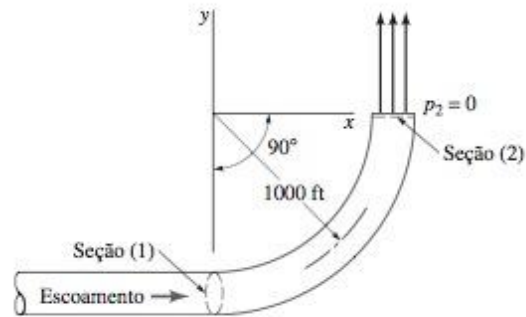



Figura P12.17

($p_2 = 0$, manométrica), determine as componentes x e y da força de ancoragem necessárias para manter a tubulação estacionária entre as seções (1) e (2). A vazão volumétrica é 3000 ft^3/min. A perda de carga devido ao atrito fluido entre as seções (1) e (2) é de 25 psi.

12.18 Água entra em uma seção circular horizontal de um bocal de contração abrupta, esboçado na Fig. P12.18, na seção (1) com uma velocidade de 25 ft/s e uma pressão de 75 psi. A água sai do bocal para a atmosfera na seção (2) onde a velocidade é 100 ft/s. Determine a componente da força de ancoragem axial necessária para manter a contração em posição.

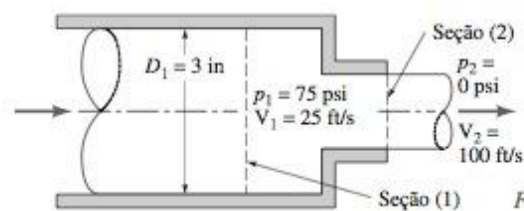



Figura P12.18

12.19 Determine a magnitude e a direção e o sentido das componentes x e y da força de ancoragem necessária para manter

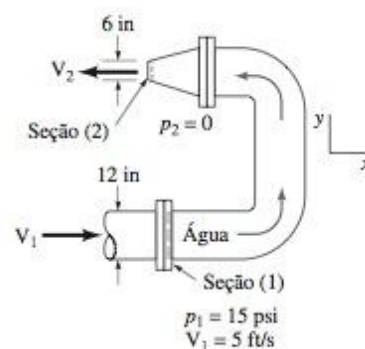



Figura P12.19

em posição a combinação de um joelho horizontal de 180° com um bocal, conforme mostrada na Fig. P12.19. Despreze a gravidade.

12.20 Um joelho inclinado (ver Fig. P12.20) altera a direção da água em um ângulo de 135° em um plano vertical. O diâmetro da seção transversal de escoamento é 400 mm na entrada do joelho, seção (1), e 200 mm na saída do joelho, seção (2). O volume que escoa pelo joelho é de 0,2 m^3 entre as seções (1) e (2). A vazão volumétrica é 0,4 m^3/s e as pressões na entrada e na saída do joelho são 150 kPa e 90 kPa, respectivamente. A massa do joelho é 12 kg. Calcule as forças de ancoragem horizontal (direção x) e vertical (direção z) necessárias para manter o joelho em posição.

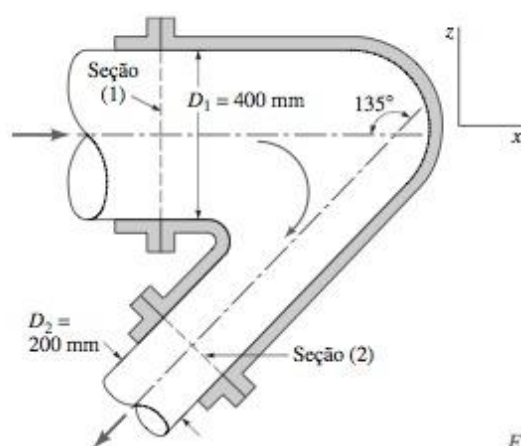



Figura P12.20

12.21 (CD-ROM)

Equação de Bernoulli

12.22 Um planador paira no ar com uma velocidade do ar de 10 m/s. **(a)** Qual é a pressão manométrica em um ponto de estagnação da estrutura se estiver no nível do mar onde a massa específica do ar é 1,23 kg/m^3? **(b)** Repita o problema se o planador estiver em uma altitude de 3000 m onde a massa específica do ar é 0,909 kg/m^3.

12.23 Uma pessoa mantém sua mão para fora da janela de um carro enquanto este se desloca a 65 mph. Para as condições de atmosfera padrão com $\rho = 0{,}00238$ slug/ft^3, qual é a pressão máxima sobre sua mão? Qual seria a pressão máxima se o "carro" estivesse em uma corrida de fórmula Indy 500 correndo a 200 mph?

12.24 Um tubo de 4 in de diâmetro transporta 300 gal/min de água a uma pressão de 60 psi. Determine **(a)** a altura de carga em pés de coluna d'água, **(b)** a velocidade de carga.

12.25 O bocal de uma mangueira de incêndio tem um diâmetro de 1 1/8 in. De acordo com algumas normas de incêndio, o bocal deve ser capaz de fornecer no mínimo 300 gal/min. Se o bocal for fixado a uma mangueira de 3 in de diâmetro, que pressão deverá ser mantida a montante do bocal para fornecer essa vazão volumétrica?

12.26 A pressão em encanamentos domésticos é tipicamente de 70 psi acima da atmosférica. Se os efeitos de viscosidade são desprezíveis, determine a altura alcançada por um jato de água através de um pequeno furo na parte superior do tubo.

12.27 Uma corrente circular de água de uma torneira decresce de um diâmetro de 20 mm para um diâmetro de 10 mm em uma distância de 40 cm. Determine a vazão volumétrica.

12.28 (CD-ROM)

12.29 Um tubo plástico de 50 mm de diâmetro é utilizado para retirar água de um grande reservatório utilizando o efeito sifão, conforme mostrado na Fig. P12.29. Se a pressão na saída do tubo for 30 kPa acima da pressão interior do tubo, o tubo irá contrair-se e o efeito do sifão cessa. Se os efeitos de viscosidade são desprezíveis, determine o valor mínimo permitido de h sem que o sifão cesse o seu efeito.

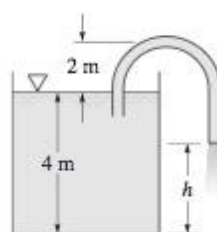



Figura P12.29

12.30 Água escoa em regime permanente através do tubo mostrado na Fig. P12.30 com viscosidade desprezível. Determine a vazão volumétrica máxima para que a água não escoe do tubo vertical aberto em A.

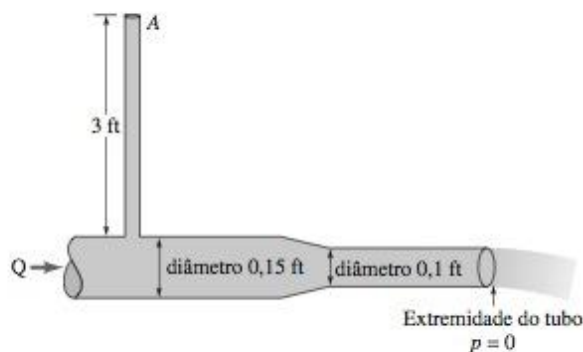



Figura P12.30

12.31 (CD-ROM)

12.32 Determine a vazão volumétrica através do medidor do tipo Venturi, mostrado na Fig. P12.32, se o efeito da viscosidade for desprezível e o fluido for água.

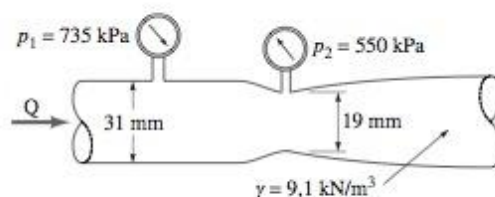



Figura P12.32

12.33 (CD-ROM)

Equação de Energia Mecânica

12.34 Água escoa em regime permanente de um local para outro do tubo inclinado mostrado na Fig. P12.34. Em uma seção, a pressão estática é 8 psi. Na outra seção, a pressão estática é 5 psi. De que forma a água está ecoando? Explique.

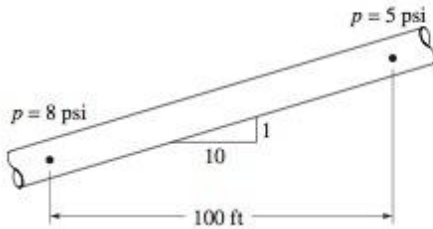



Figura P12.34

12.35 Óleo ($d = 0{,}9$) escoa para baixo através de uma contração em um tubo vertical, conforme mostrado na Fig. P12.35. Se a leitura, h, no manômetro de mercúrio é 120 mm, determine a vazão volumétrica para o escoamento sem atrito. A vazão real é maior ou menor do que o valor sem atrito? Explique.

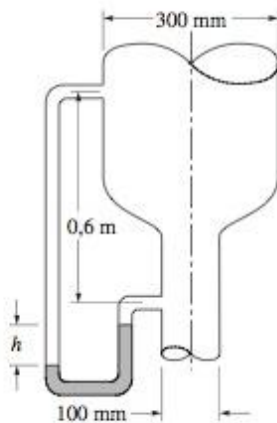



Figura P12.35

12.36 (CD-ROM)

12.37 O bocal de uma mangueira de incêndio é projetado para fornecer água que será elevada 30 m verticalmente. Calcule a pressão de estagnação necessária na entrada do bocal se **(a)** nenhuma perda for considerada, **(b)** uma perda de carga de 10 m for considerada.

12.38 (CD-ROM)

12.39 (CD-ROM)

Bombas e Turbinas

12.40 Água deve ser conduzida de um grande reservatório para um outro a uma altura maior, conforme indicado na Fig. P12.40. A perda de carga associada com 2,5 ft^3/s sendo bombeada da seção (1) para a (2) é $61V^2/2g$ ft, onde V é a velocidade média da água no interior do tubo de 8 in de diâmetro interno. Determinar a potência de bombeamento necessária.

12.41 Água escoa por gravidade de um lago para outro, conforme mostrado no esboço da Fig. P12.41, com uma vazão volumétrica de 100 galões por minuto. Qual é a perda de carga associada a esse escoamento? Se essa mesma quantidade de perda de carga fosse associada ao bombeamento do fluido

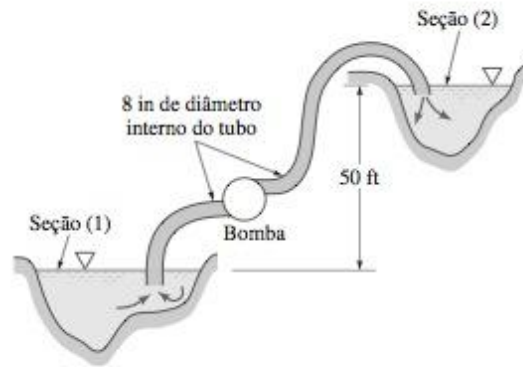



Figura P12.40

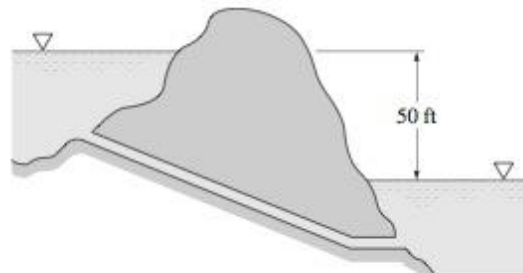



Figura P12.41

de um lago mais baixo para um mais alto com a mesma vazão, qual seria a potência de bombeamento necessária?

12.42 (CD-ROM)

12.43 Água é bombeada do reservatório mostrado na Fig. P12.43*a*. A perda de carga é dada por $1{,}2\ V^2/2g$, onde V é a velocidade média no tubo. De acordo com o fabricante da bomba, a relação entre a altura de carga da bomba e a vazão é mostrada na Fig. P12.43*b*: $h_p = 20 - 2000\ Q^2$, onde h_p está em metros e Q em m^3/s. Determine a vazão volumétrica, Q.

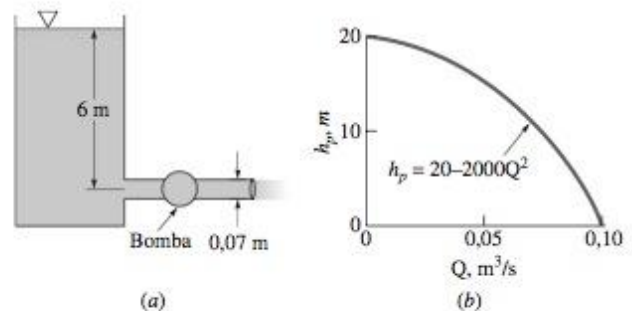



Figura P12.43

12.44 (CD-ROM)

12.45 Água escoa através de uma turbina de uma hidroelétrica com uma vazão volumétrica de 4 milhões gal/min. A diferença de elevação entre a superfície do reservatório e a saída da turbina é de 100 ft. Qual é a potência máxima de saída possível? Por que a quantidade real é menor?

12.46 A turbina mostrada na Fig. P12.46 desenvolve 100 hp quando a vazão volumétrica da água for 20 ft^3/s. Se todas as perdas forem desprezadas, determine **(a)** elevação h, **(b)** a

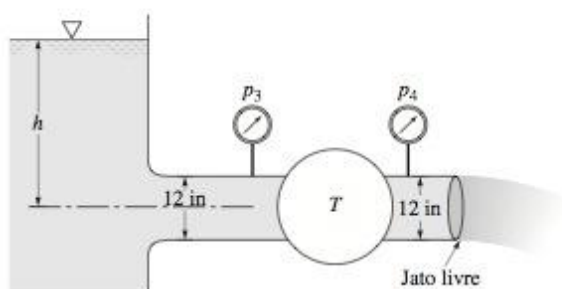



Figura P12.46

diferença de pressão através da turbina e **(c)** se a turbina fosse removida, qual a vazão volumétrica?

12.47 Uma turbina hidráulica é suprida com 4,25 m^3/s de água a 415 kPa. Um manômetro de vácuo na descarga da turbina 3 m abaixo da linha de centro da entrada da turbina lê 250 mm de Hg de vácuo. Se a potência no eixo de saída da turbina é de 1100 kW, calcule a perda de potência por atrito, da turbina. Os tubos de entrada e descarga possuem diâmetros internos iguais a 800 mm.

12.48 (CD-ROM)

ESCOAMENTO COMPRESSÍVEL

12.49 (CD-ROM)

12.50 (CD-ROM)

12.51 (CD-ROM)

12.52 (CD-ROM)

12.53 (CD-ROM)

12.54 (CD-ROM)

12.55 (CD-ROM)

12.56 (CD-ROM)

12.57 (CD-ROM)

12.58 (CD-ROM)

12.59 (CD-ROM)

12.60 (CD-ROM)

12.61 (CD-ROM)

12.62 (CD-ROM)

12.63 (CD-ROM)

12.64 (CD-ROM)

12.65 (CD-ROM)

Semelhança, Análise Dimensional e Modelagem

Introdução...

Há um grande número de problemas práticos de engenharia envolvendo mecânica dos fluidos cuja solução depende de dados obtidos experimentalmente. Uma meta óbvia de qualquer experimento é fazer com que os resultados sejam aplicáveis do modo mais amplo possível. Para alcançar essa finalidade, o conceito de *semelhança* é freqüentemente utilizado de modo que as medições feitas em um sistema (por exemplo, no laboratório) possam ser usadas para descrever o comportamento de outros sistemas semelhantes (fora do laboratório). Os sistemas de laboratório são geralmente vistos como *modelos* e são utilizados para estudar o fenômeno de interesse sob condições controladas cuidadosamente. A partir desses estudos de modelo, podem ser desenvolvidas formulações empíricas, ou podem ser feitas predições específicas de uma ou mais características de qualquer outro sistema semelhante. Para isso, é necessário estabelecer a relação entre o modelo de laboratório e o "outro sistema". O ***objetivo*** deste capítulo é determinar como utilizar a semelhança, a análise dimensional e a modelagem para simplificar a investigação experimental dos problemas de mecânica dos fluidos.

objetivo do capítulo

13.1 Análise Dimensional

Para ilustrar um problema típico de mecânica dos fluidos no qual é necessária a experimentação, considere o escoamento estacionário de um fluido viscoso incompressível através de uma tubulação longa horizontal de seção reta circular com paredes lisas. Uma característica importante desse sistema, que seria de interesse para um engenheiro que projete a tubulação, é a queda de pressão por unidade de comprimento que se desenvolve ao longo do tubo como resultado do atrito. Embora isso pareça ser um problema de escoamento relativamente simples, ele não pode de forma geral ser resolvido analiticamente (mesmo empregando computadores de grande porte) sem a utilização dos dados experimentais.

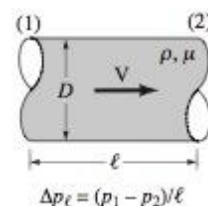
O primeiro passo no planejamento de um experimento para estudar esse problema seria decidir os fatores, ou variáveis, que terão efeito na queda de pressão por unidade de comprimento, Δp_ℓ, que tem unidades de (N/m^2)/m ou psi/ft, por exemplo. Com base em uma análise preliminar, incluindo observação experimental, esperamos que a lista de variáveis inclua o diâmetro do tubo, D, a massa específica do fluido, ρ, e a viscosidade do fluido, μ, e a velocidade média, V, segundo a qual o fluido escoa através do tubo. (Veja Seção 12.12 para uma discussão sobre a propriedade da viscosidade do fluido, μ). Logo, podemos representar essa relação como

$$\Delta p_\ell = f(D, \rho, \mu, V) \tag{13.1}$$

$\Delta p_\ell = (p_1 - p_2)/\ell$

a qual indica matematicamente que esperamos que a queda de pressão por unidade de comprimento seja uma função dos fatores entre parênteses. Nesse ponto a natureza da função é desconhecida. O objetivo dos experimentos a serem realizados é determinar esta função.

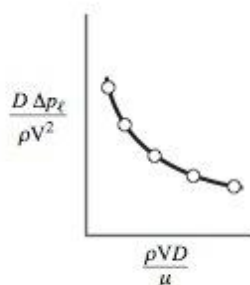
Para realizar os experimentos de maneira significativa e sistemática, seria necessário variar uma das variáveis, como a velocidade, enquanto todas as outras são mantidas constantes, e medir a queda de pressão correspondente. Essa abordagem para a determinação da relação funcional entre a queda de pressão e os vários outros fatores de influência, embora conceitualmente lógica, não é fácil. Alguns dos experimentos seriam difíceis de realizar — por exemplo, seria necessário variar a massa específica do fluido mantendo a viscosidade constante. Como fazer isso? Finalmente, uma vez obtidas várias curvas, como podería-

mos combinar esses dados para chegar à relação funcional geral desejada entre Δp_ℓ, D, ρ, μ e V que seria válida para qualquer tubulação semelhante?

Felizmente, existe um método muito mais simples para tratar esse problema eliminando as dificuldades descritas. Nas seções a seguir iremos mostrar que ao invés de trabalharmos com a lista inicial de variáveis, conforme descrito na Eq. 13.1, vamos juntá-las em duas combinações de variáveis denominadas ***produtos adimensionais*** (ou *grupos adimensionais*) de modo que

produtos adimensionais

$$\frac{D\,\Delta p_\ell}{\rho V^2} = \phi\left(\frac{\rho VD}{\mu}\right) \tag{13.2}$$

Figura 13.1

Assim, em vez de trabalhar com cinco variáveis, temos agora apenas duas. O experimento necessário consistiria simplesmente na variação do produto adimensional $\rho VD/\mu$ e determinação do valor correspondente de $D\,\Delta p_\ell/\rho V^2$. Os resultados do experimento poderiam então ser representados por uma única curva universal (veja Fig. 13.1). Conforme descrito na seção seguinte, a base para essa simplificação reside na consideração das assim chamadas *dimensões* das variáveis envolvidas em um dado problema.

13.2 DIMENSÕES, HOMOGENEIDADE DIMENSIONAL E ANÁLISE DIMENSIONAL

13.2.1 DIMENSÕES

Uma vez que em nosso estudo de mecânica dos fluidos estaremos lidando com uma variedade de características dos fluidos, é necessário desenvolver um sistema para descrever essas características *qualitativa* e *quantitativamente*. O aspecto qualitativo serve para identificar a natureza, ou o tipo, das características (como comprimento, tempo, tensão e velocidade), enquanto o aspecto quantitativo fornece uma medida numérica das características. A descrição quantitativa requer um número e um padrão com o qual várias grandezas possam ser comparadas. Um padrão para comprimento pode ser metro ou pé, para o tempo, a hora ou o segundo, e para massa, o slug ou quilograma. Tais padrões são denominados ***unidades***, e os sistemas de unidades de uso comum são descritos no Cap. 2. A descrição qualitativa é convenientemente fornecida em termos de certas *grandezas primárias*, como comprimento, L, tempo, t, massa, M, e temperatura, T. Essas grandezas primárias podem então ser utilizadas para fornecer uma descrição qualitativa de qualquer outra *grandeza secundária*, por exemplo, área $\doteq L^2$, velocidade $\doteq Lt^{-1}$, massa específica $\doteq ML^{-3}$, e assim por diante, onde o símbolo $\doteq$ é utilizado para indicar as ***dimensões*** da grandeza secundária em termos das grandezas primárias. Logo, para descrever uma velocidade, V, qualitativamente, devemos escrever

unidades

dimensões

$$V \doteq Lt^{-1}$$

e dizer que "a dimensão da velocidade é igual ao comprimento dividido pelo tempo". As grandezas primárias também são denominadas ***grandezas básicas***.

dimensões básicas

Para uma ampla variedade de problemas envolvendo mecânica dos fluidos, apenas as três dimensões básicas, L, t e M são necessárias. Alternativamente, L, t e F poderiam ser utilizadas, onde F é a dimensão básica de força. Uma vez que a lei de Newton estabelece que a força é igual à massa vezes aceleração, segue que $F \doteq MLt^{-2}$ ou $M \doteq FL^{-1}t^2$. Logo, as grandezas secundárias representadas em termos de M podem ser representadas em termos de F através da relação acima. Por exemplo, pressão, p, é força por unidade de área, ou seja $p \doteq FL^{-2}$, mas uma equação dimensional equivalente é $p \doteq ML^{-1}t^{-2}$. A Tabela 13.1 fornece uma lista de dimensões para várias grandezas físicas comuns que aparecem freqüentemente em mecânica dos fluidos. Deve ser observado que nas análises de termodinâmica e de transferência de calor, uma dimensão básica adicional, a temperatura, T, está freqüentemente envolvida. Assim sendo, em tais casos temos freqüentemente quatro dimensões básicas: L, t, M e T em vez das três dimensões básicas L, t e M consideradas neste capítulo de mecânica dos fluidos.

As dimensões das variáveis no exemplo de escoamento no tubo são $\Delta p\ell \doteq FL^{-3}$, $D \doteq L$, $\rho \doteq FL^{-4}t^2$, $\mu \doteq FL^{-2}t$ e $V \doteq Lt^{-1}$. Uma rápida verificação dos dois grupos que aparecem na Eq. 13.2 mostra que eles são de fato produtos *adimensionais*; isto é,

$$\frac{D\,\Delta p_\ell}{\rho V^2} \doteq \frac{L(FL^{-3})}{(FL^{-4}t^2)(Lt^{-1})^2} \doteq F^0L^0t^0$$

TABELA 13.1 Dimensões Associadas com as Grandezas Físicas Comuns na Mecânica dos Fluidos

	FLt Sistema	MLt Sistema
Aceleração	LT^{-2}	Lt^{-2}
Ângulo	$F^0L^0t^0$	$M^0L^0t^0$
Velocidade angular	t^{-1}	t^{-1}
Área	L^2	L^2
Massa específica	$FL^{-4}t^2$	ML^{-3}
Energia	FL	ML^2t^{-2}
Força	F	MLt^{-2}
Freqüência	t^{-1}	t^{-1}
Comprimento	L	L
Massa	$FL^{-1}t^2$	M
Momento de uma força	FL	ML^2t^{-2}
Momento de inércia (área)	L^4	L^4
Momento (quantidade de movimento)	Ft	MLt^{-1}
Potência	FLt^{-1}	ML^2t^{-3}
Pressão	FL^{-2}	$ML^{-1}t^{-2}$
Peso específico	FL^{-3}	$ML^{-2}t^{-2}$
Tensão	FL^{-2}	$ML^{-1}t^{-2}$
Tempo	t	t
Torque	FL	ML^2t^{-2}
Velocidade	Lt^{-1}	Lt^{-1}
Viscosidade (dinâmica)	$FL^{-2}t$	$ML^{-1}t^{-1}$
Viscosidade (cinemática)	L^2t^{-1}	L^2t^{-1}
Volume	L^3	L^3
Trabalho	FL	ML^2t^{-2}

e

$$\frac{\rho V D}{\mu} \doteq \frac{(FL^{-4}t^2)(LT^{-1})(L)}{(FL^{-2}t)} \doteq F^0L^0t^0$$

Não só reduzimos o número de variáveis de cinco para duas, mas os novos grupos são combinações adimensionais das variáveis, o que significa que os resultados serão independentes do sistema de unidades escolhido.

13.2.2 Homogeneidade Dimensional

homogeneidade dimensional

Aceitamos como premissa fundamental que todas as equações que descrevem fenômenos físicos são ***dimensionalmente homogêneas.*** Isto é, as dimensões do lado esquerdo da equação devem ser iguais às do lado direito e todos os termos aditivos separados devem ter as mesmas dimensões. ***Por Exemplo...*** a equação para a velocidade, V, de um corpo uniformemente acelerado é

$$V = V_0 + at \tag{13.3}$$

onde V_0 é a velocidade inicial, a a aceleração e t o tempo. Em termos de dimensões a equação é

$$Lt^{-1} \doteq Lt^{-1} + Lt^{-2}t$$

e, portanto, a Eq. 13.3 é dimensionalmente homogênea. ▲

13.2.3 Análise Dimensional

análise dimensional

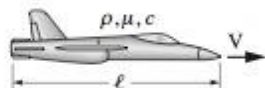
O uso de dimensões, juntamente com o conceito de homogeneidade dimensional, forma a base de um método muito útil para a investigação de uma ampla variedade de problemas de engenharia. Esse método, geralmente chamado ***análise dimensional,*** é baseado no fato de o número de variáveis adimensionais necessário para descrever um fenômeno físico ser menor do que o número de variáveis físicas (dimensionais) necessário para descrevê-lo. Qualquer redução no número necessário de variáveis representa uma simplificação considerável na análise do problema.

Por Exemplo... no problema envolvendo a queda de pressão por unidade de comprimento do tubo liso, discutido na Seção 13.1, temos 5 variáveis físicas (Δp_ℓ, D, ρ, μ e V) e 2 produtos adimensionais ($\rho VD/\mu$ e $D\Delta p_\ell/\rho V^2$). Conforme mostrado no início desta seção, precisamos de três dimensões básicas (F, L, t ou M, L, t) para descrever as variáveis físicas desse problema. Observe que a diferença entre o número de variáveis físicas (5) e o número de dimensões necessário para descrevê-las (3) é igual ao número de produtos adimensionais para descrever o fenômeno físico (2). ▲

Conforme observado, o número de grupos adimensionais necessários para descrever um fenômeno é menor do que o número inicial de variáveis físicas. Isto é, se tivermos k variáveis físicas para descrever o problema e essas variáveis envolverem r dimensões básicas, então o problema pode ser descrito em termos de $k - r$ produtos adimensionais. Esses produtos adimensionais são denominados *termos pi*. No exemplo acima,

$$\Pi_1 = D\Delta p_\ell/\rho V^2 \quad \text{e} \quad \Pi_2 = \rho VD/\mu$$

onde Π_1 é uma função de Π_2. Isto é, $\Pi_1 = \varphi(\Pi_2)$. A relação funcional entre Π_1 e Π_2 (isto é, a forma da curva mostrada na Fig. 13.1) é desconhecida até que seja feito o experimento ou uma análise detalhada.

O número de termos pi necessário para descrever um escoamento depende da situação particular envolvida. ***Por Exemplo...*** considere o arraste aerodinâmico, $\mathcal{D}$, em uma aeronave de alta velocidade. Se considerarmos que o arraste para um dado formato de aeronave seja uma função de seu comprimento, ℓ, da velocidade, V, com a qual ela voa, da massa específica, ρ, e da viscosidade, μ, do ar, e da velocidade do som no ar, c, então $k = 6$. Isto é,

$$\mathcal{D} = f(\ell, V, \rho, \mu, c)$$

Precisamos de seis variáveis físicas para descrever essa situação. Também $r = 3$. Isto é, as variáveis físicas podem ser descritas em termos de 3 dimensões básicas (F, L, t ou M, L, t). Logo, $k - r = 6 - 3 = 3$. O escoamento pode ser descrito em termos de 3 termos pi como

$$\Pi_1 = \varphi(\Pi_2, \Pi_3)$$

onde, por exemplo,

$$\Pi_1 = \frac{\mathcal{D}}{\frac{1}{2}\rho V^2 \ell^2},\ \Pi_2 = \frac{\rho V \ell}{\mu},\ \text{e}\ \ \Pi_3 = \frac{V}{c}$$

Esses três termos pi aparecem com bastante freqüência em mecânica dos fluidos e são denominados *coeficiente de arraste*, C_D, *número de Reynolds*, *Re*, e *número de Mach*, *M*, respectivamente. Mais informações sobre esses e outros termos pi comumente utilizados são fornecidas na Seção 13.5. ▲

13.3 Teorema de Buckingham para Termos Pi e Termos Pi

Uma questão fundamental na análise dimensional é quantos produtos adimensionais são necessários para substituir a lista inicial de variáveis. A resposta para essa questão é fornecida pelo teorema básico da análise dimensional que estabelece o seguinte:

teorema de Buckingham para termos pi

Se uma equação envolvendo k variáveis for dimensionalmente homogênea, ela pode ser reduzida a uma relação entre $k - r$ produtos dimensionais independentes, onde r é o número mínimo de dimensões básicas necessárias para descrever as variáveis.

Os produtos adimensionais são freqüentemente chamados "termos pi", e o teorema é denominado ***teorema de Buckingham para termos pi.*** Buckingham utilizou o símbolo Π para representar um produto adimensional e essa notação é comumente utilizada. Embora o teorema dos termos pi seja um teorema simples, a sua prova não é simples e não a incluiremos aqui.

O teorema dos termos pi é baseado no conceito da homogeneidade dimensional. Admitimos essencialmente para qualquer equação com significado físico envolvendo k variáveis, como

$$u_1 = f(u_2, u_3, \ldots, u_k)$$

que as dimensões da variável à esquerda do sinal de igualdade devem ser iguais às dimensões de qualquer termo que esteja no lado direito do sinal de igualdade. Segue então que podemos rearrumar a equação em um conjunto de produtos adimensionais (***termos pi***) tal que

termos pi

$$\Pi_1 = \phi(\Pi_2, \Pi_3, \ldots, \Pi_{k-r})$$

O número necessário de termos pi é menor do que o número inicial de variáveis de r, onde r é o número mínimo de dimensões básicas necessárias para descrever a lista inicial de variáveis. Freqüentemente na mecânica dos fluidos as dimensões básicas necessárias para descrever as variáveis serão as dimensões básicas M, L e t ou F, L e t. Entretanto, em algumas situações talvez sejam necessárias apenas duas dimensões, como L e t, ou talvez apenas uma, como L.

Uma vez que as únicas restrições impostas aos termos pi são de que eles sejam (1) em número correto, (2) adimensionais e (3) independentes, é normalmente possível efetuar simplificações para formar os termos pi por inspeção. ***Por Exemplo…*** para ilustrar esse método, consideramos novamente a queda de pressão por unidade de comprimento ao longo de um tubo liso (veja Seção 13.1). Independente da técnica a ser utilizada, o ponto de partida permanece o mesmo – determinar as variáveis físicas, que nesse caso são

$$\Delta p_\ell = f(D, \rho, \mu, V)$$

A seguir, por inspeção da Tabela 13.1, são listadas as dimensões das variáveis:

$$\Delta p_\ell \doteq FL^{-3}$$
$$D \doteq L$$
$$\rho \doteq FL^{-4}t^2$$
$$\mu \doteq FL^{-2}t$$
$$V \doteq Lt^{-1}$$

Uma vez que temos $k = 5$ variáveis envolvendo $r = 3$ dimensões básicas, essa relação pode ser escrita em termos de $k - r = 2$ termos pi adimensionais.

Uma vez que o número de termos pi é conhecido, podemos formar cada termo pi por inspeção, fazendo uso simplesmente do fato de que cada termo pi deve ser adimensional. *Iremos sempre fazer com que* Π_1 *contenha a variável dependente,* que nesse exemplo é Δp_ℓ. Uma vez que essa variável tem as dimensões FL^{-3}, precisamos combiná-la com outras variáveis de modo que resulte um produto adimensional. Por exemplo, divida Δp_ℓ por ρ (para eliminar F), em seguida por V^2 (para eliminar t) e finalmente multiplique por D (para eliminar L) para obter

$$\Pi_1 = \frac{\Delta p_\ell D}{\rho V^2}$$

A seguir, iremos formar o segundo termo pi escolhendo a variável que não foi utilizada em Π_1, que nesse caso é μ. Combinamos simplesmente μ com as outras variáveis para fazer o produto adimensional (mas não utilize Δp_ℓ em Π_2, uma vez que queremos que a variável dependente apareça apenas em Π_1). Por exemplo, divida μ por ρ (para eliminar F), em seguida por V (para eliminar t) e finalmente por D (para eliminar L). Logo

$$\Pi_2 = \frac{\mu}{\rho V D}$$

e, assim sendo,

$$\frac{\Delta p_\ell D}{\rho V^2} = \tilde{\phi}\left(\frac{\mu}{\rho V D}\right)$$

Como o termo Π_2 fornecido é adimensional, resulta que seu inverso, $\rho VD/\mu$, é também adimensional. Portanto, as representações fornecidas acima e aquela na Eq. 13.2 são relações adimensionais igualmente válidas. ▲

13.4 Método da Repetição de Variáveis

Diversos métodos podem ser utilizados para formar os produtos adimensionais, ou os termos pi, que surgem em uma análise dimensional. Estamos procurando essencialmente um método que nos permita formar

os termos pi sistematicamente de maneira que tenhamos certeza de que eles são adimensionais e independentes e que temos o número certo. O método que descreveremos em detalhe nessa seção é denominado ***método da repetição de variáveis***.

método da repetição de variáveis

Será bastante útil dividirmos o método da repetição de variáveis em uma seqüência de passos distintos que possam ser seguidos em qualquer problema. Com um pouco de prática você será capaz de completar imediatamente a análise dimensional do seu problema.

Passo 1. Liste todas as variáveis que estão envolvidas no problema. Esse passo é o mais difícil e, obviamente, é importante que todas as variáveis pertinentes sejam incluídas.

Passo 2. Represente cada uma das variáveis em termos das dimensões básicas. Para um problema típico de mecânica dos fluidos as dimensões básicas serão M, L, t ou F, L, t.

Passo 3. Determine o número necessário de termos pi. Isso pode ser realizado por meio do teorema de termos pi de Buckingham, que indica que o número de termos é igual a $k - r$, onde k é o número de variáveis no problema (que é determinado no passo 1) e r é o número de dimensões básicas necessárias para descrever essas variáveis (que é determinado no passo 2).

Passo 4. Escolha as variáveis de repetição, onde o número necessário é igual ao número de dimensões básicas. O que estamos fazendo aqui é escolher a partir da lista inicial de variáveis algumas que possam ser combinadas com cada uma das variáveis restantes para formar um termo pi.

Passo 5. Forme um termo pi multiplicando uma das variáveis não repetidas pelo produto das variáveis de repetição, cada uma delas elevada a um expoente que torne a combinação adimensional. Cada termo pi será da forma $u_i u_1^{a_i} u_2^{b_i} u_3^{c_i}$, onde u_i é uma das variáveis não repetidas; u_1, u_2 e u_3 são variáveis de repetição; e os expoentes a_i, b_i e c_i são determinados de modo que a combinação seja adimensional.

Passo 6. Repita o Passo 5 para cada uma das variáveis não repetidas remanescentes. O conjunto de termos pi resultante irá corresponder ao número necessário obtido no Passo 3.

Passo 7. Verifique todos os termos pi resultantes cuidadosamente para ter certeza de que eles sejam adimensionais.

Passo 8. Represente a forma final como uma relação entre os termos pi e pense sobre o que isso significa. De um modo geral a forma final pode ser escrita como

$$\Pi_1 = \phi(\Pi_2, \Pi_3, \ldots, \Pi_{k-r})$$

onde Π_1 contém a variável dependente em numerador.

Por Exemplo... para ilustrar esses vários passos, consideraremos uma vez mais o problema discutido anteriormente neste capítulo envolvendo o escoamento estacionário de um fluido viscoso incompressível através de um tubo horizontal longo de parede lisa com seção reta circular. Estamos interessados na queda de pressão por unidade de comprimento, Δp_ℓ, ao longo do tubo. De acordo com o Passo 1 devemos listar, com base no conhecimento experimental do problema, todas as variáveis pertinentes que estão envolvidas. Neste problema consideramos que

$$\Delta p_\ell = f(D, \rho, \mu, V)$$

onde D é o diâmetro do tubo, ρ e μ são a massa específica e a viscosidade do fluido, respectivamente, e V é a velocidade média.

A seguir (Passo 2), utilizando a Tabela 13.1, representamos todas as variáveis em termos das dimensões básicas. Com F, L e t, como dimensões básicas, resultam

$$\Delta p_\ell \doteq (FL^{-2})/L = FL^{-3}$$
$$D \doteq L$$
$$\rho \doteq FL^{-4}t^2$$
$$\mu \doteq FL^{-2}t$$
$$V \doteq Lt^{-1}$$

Poderíamos também usar M, L e t como dimensões básicas se quiséssemos — o resultado final seria o mesmo. Não misture as dimensões básicas; isto é, ou use F, L e t ou M, L e t.

Podemos agora aplicar o teorema dos termos pi para determinar o número necessário de termos (Passo 3). Uma inspeção das dimensões das variáveis do passo 2 revela que são necessárias três dimensões bási-

cas para descrever as variáveis. Uma vez que temos cinco ($k = 5$) variáveis (não esqueça de considerar a variável dependente Δp_ℓ) e três dimensões necessárias ($r = 3$), então de acordo com o teorema dos termos pi teremos $(5 - 3)$, ou dois termos pi necessários.

As variáveis de repetição a serem utilizadas para formar os termos pi (Passo 4) devem ser escolhidas da lista D, ρ, μ e V. Não queremos usar a variável dependente como uma das variáveis de repetição. Uma vez que são necessárias três dimensões, escolheremos três variáveis de repetição. Geralmente, tentaremos escolher para variáveis de repetição aquelas que forem mais simples, dimensionalmente. Por exemplo, se uma das variáveis tem dimensão de comprimento, escolha-a como uma das variáveis de repetição. Neste exemplo usaremos D, V e ρ como variáveis de repetição. Observe que essas são variáveis dimensionalmente independentes uma vez que a unidade de D é de comprimento, a de V envolve comprimento e tempo e a de ρ envolve força, comprimento e tempo.

Agora estamos prontos para formar os dois termos pi (Passo 5). Normalmente, começamos com a variável dependente e a combinamos com as variáveis de repetição para formar o primeiro termo pi. Isto é,

$$\Pi_1 = \Delta p_\ell D^a V^b \rho^c$$

Uma vez que essa combinação deve ser adimensional, segue que

$$(FL^{-3})(L)^a(Lt^{-1})^b(FL^{-4}t^2)^c \doteq F^0L^0t^0$$

Os expoentes a, b e c devem ser determinados de modo que o expoente resultante para cada uma das dimensões básicas — F, L e t — deve ser zero (para que a combinação resultante seja adimensional). Portanto, podemos escrever

$$\begin{aligned} 1 + c &= 0 \qquad \text{(para F)} \\ -3 + a + b - 4c &= 0 \qquad \text{(para L)} \\ -b + 2c &= 0 \qquad \text{(para t)} \end{aligned}$$

A solução desse sistema de equações fornece os valores desejados para a, b e c. Segue que $a = 1$, $b = -2$ e $c = -1$, e, assim sendo,

$$\Pi_1 = \frac{\Delta p_\ell D}{\rho V^2}$$

O processo é agora repetido para as variáveis remanescentes não repetidas (Passo 6). Nesse exemplo há apenas uma variável adicional (μ), de modo que

$$\Pi_2 = \mu D^a V^b \rho^c$$

ou

$$(FL^{-2}t)(L)^a(Lt^{-1})^b(FL^{-4}t^2)^c \doteq F^0L^0t^0$$

e, portanto,

$$\begin{aligned} 1 + c &= 0 \qquad \text{(para F)} \\ -2 + a + b - 4c &= 0 \qquad \text{(para L)} \\ 1 - b + 2c &= 0 \qquad \text{(para t)} \end{aligned}$$

Resolvendo essas equações simultaneamente, temos $a = -1$, $b = -1$ e $c = -1$ e, então,

$$\Pi_2 = \frac{\mu}{DV\rho}$$

Observe que terminamos com o número correto de termos pi determinado no Passo 3.

Pare nesse ponto e analise para ter certeza de que os termos pi são realmente adimensionais (Passo 7). Finalmente (Passo 8), podemos representar o resultado da análise dimensional como

$$\frac{\Delta p_\ell D}{\rho V^2} = \tilde{\phi}\left(\frac{\mu}{DV\rho}\right)$$

Esse resultado indica que este problema pode ser estudado em função desses dois termos pi, em vez das cinco variáveis originais com as quais começamos. Entretanto, a análise dimensional *não* irá fornecer a forma da função $\tilde{\phi}$. Isso só pode ser obtido a partir de um conjunto apropriado de experimentos. Se quiser, os termos pi podem ser rearrumados; isto é, a recíproca de $\mu/DV\rho$ poderia ser utilizada e, obviamente, a ordem na qual escreveríamos as variáveis seria alterada. Em conseqüência, para o exemplo em pauta, Π_2 poderia ser representado como

$$\Pi_2 = \frac{\rho V D}{\mu}$$

e a relação entre Π_1 e Π_2 como

$$\frac{D\,\Delta p_\ell}{\rho V^2} = \phi\left(\frac{\rho V D}{\mu}\right)$$

Essa é a forma que utilizamos anteriormente em nossa discussão inicial deste problema (Eq. 13.2). O produto adimensional, $\rho VD/\mu$, é um produto importante na mecânica dos fluidos — o número de Reynolds. ▲

13.5 Grupos Adimensionais Comuns em Mecânica dos Fluidos

O cabeçalho da Tabela 13.2 lista as variáveis que aparecem comumente em problemas de mecânica dos fluidos. A lista não é completa, mas indica uma ampla abordagem de variáveis prováveis de serem encontradas nos problemas típicos. Felizmente, nem todas essas variáveis serão encontradas em cada problema. Entretanto, quando essas variáveis estão presentes, é prática padrão combiná-las em alguns grupos adimensionais comuns (termos pi) fornecidos na Tabela 13.2. Essas combinações aparecem tão freqüentemente que são associados a elas nomes especiais conforme indicado na tabela.

É freqüentemente possível fornecer uma interpretação física aos grupos adimensionais. Isso pode ser útil para avaliar suas influências em uma dada aplicação. A interpretação é baseada na relação entre forças típicas como peso, forças viscosas (atrito) e força de inércia (massa vezes aceleração) que podem ser importantes em um dado escoamento. Assim, conforme indicado na Tabela 13.2, o número de Reynolds, *Re*, um dos parâmetros adimensionais mais importantes na mecânica dos fluidos, representa uma medida da relação entre os efeitos inerciais e viscosos. Se o número de Reynolds para um dado escoamento for elevado, a inércia do fluido é dominante em relação aos efeitos viscosos. Para escoamentos com baixo *Re*, os efeitos viscosos são dominantes. ***Por Exemplo...*** quando alguém agita creme em uma xícara com café, o

V13.1 Número de Reynolds

TABELA 13.2 Algumas Variáveis e Grupos Adimensionais Comuns em Mecânica dos Fluidos

Variáveis: Aceleração da gravidade, g; Comprimento característico, ℓ; Massa específica ρ; Pressão, p (ou Δp); Velocidade do som, c; Velocidade, V; Viscosidade, μ

Grupos adimensionais	Nome	Interpretação	Tipos de aplicações
$\frac{\rho V\ell}{\mu}$	Número de Reynolds, *Re*	$\frac{\text{força de inércia}}{\text{força viscosa}}$	Geralmente importante em todos os tipos de problemas de mecânica dos fluidos
$\frac{V}{\sqrt{g\ell}}$	Número de Froude, *Fr*	$\frac{\text{força de inércia}}{\text{força gravitacional}}$	Escoamento com uma superfície livre
$\frac{p}{\rho V^2}$	Número de Euler, *Eu*	$\frac{\text{força de pressão}}{\text{força de inércia}}$	Problemas nos quais a pressão ou diferenças de pressão são importantes
$\frac{V}{c}$	Número de Mach, *M*	$\frac{\text{força de inércia}}{\text{força de compressibilidade}}$	Escoamentos nos quais a variação da massa específica do fluido é importante

número de Reynolds é da ordem de $Re = \rho V_\ell/\mu \approx 10.000$. A inércia é dominante e o café continua a se mover na xícara após a colher ter sido retirada. Por outro lado, o número de Reynolds associado com o movimento em uma xícara com melado altamente viscoso seria na ordem de $Re \approx 1$ e o movimento cessaria quase que imediatamente após a retirada da colher. ▲

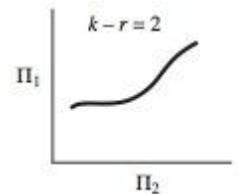
Outros parâmetros adimensionais comuns e suas razões de forças correspondentes estão indicados na Tabela 13.2.

13.6 Correlação dos Dados Experimentais

Uma das aplicações mais importantes da análise dimensional é como uma ferramenta para manipulação, interpretação e correlação eficazes dos dados experimentais. Uma vez que a mecânica dos fluidos depende bastante de dados experimentais, não surpreende que a análise dimensional seja uma ferramenta importante nesse campo. Conforme observado anteriormente, uma análise dimensional não pode fornecer resposta completa para qualquer tipo de problema, uma vez que a análise fornece apenas grupos adimensionais que descrevem o fenômeno e não a relação específica entre os grupos. Para determinar essa relação, devem ser obtidos dados experimentais apropriados. O grau de dificuldade envolvido nesse processo depende do número de termos pi e da natureza dos experimentos. Os problemas mais simples são obviamente os que envolvem menos termos pi. Por exemplo, se um dado fenômeno pode ser descrito com dois termos pi de modo que

$$\Pi_1 = \phi(\Pi_2)$$

a relação funcional entre as variáveis pode então ser determinada pela variação de Π_2 e da medição dos valores correspondentes de Π_1. Para esse caso os resultados podem ser convenientemente apresentados na forma gráfica representando Π_1 em função de Π_2. Deve ser enfatizado que o gráfico resultante seria uma curva "universal" para o dado fenômeno estudado. Isso significa que se as variáveis e a análise dimensional resultante estiverem corretas, existe então uma única relação entre Π_1 e Π_2.

Além da apresentação gráfica dos dados, é possível (e desejável) obtermos uma equação empírica relacionando Π_1 e Π_2, utilizando uma técnica padrão de ajuste de curva. Essas considerações estão ilustradas no Exemplo 13.1.

Exemplo 13.1

Correlação de Dados de Escoamento em um Tubo

A relação entre a queda de pressão por unidade de comprimento ao longo de um tubo horizontal de paredes lisas e as variáveis que afetam a queda de pressão deve ser determinada experimentalmente. Em laboratório, a queda de pressão foi medida em um tubo de parede lisa com comprimento de 5ft e diâmetro interno de 0,496 in. O fluido utilizado foi água a 60°F($\mu = 2{,}34 \times 10^{-5}$ lbf · s/ft^2, $\rho = 1{,}94$ slug/ft^3). Um total de oito testes foi efetuado. Neles, variou-se a velocidade e mediu-se a queda de pressão correspondente. Os resultados desses testes são mostrados a seguir:

Teste	1	2	3	4	5	6	7	8
Velocidade (ft/s)	1,17	1,95	2,91	5,84	11,13	16,92	23,34	28,73
Queda de pressão (lbf/ft^2) (para 5 ft de comprimento)	6,26	15,6	30,9	106	329	681	1200	1730

Utilize esses dados para obter um relação geral entre a queda de pressão por unidade de comprimento e as outras variáveis.

Solução

Dados: Dados experimentais relacionando a queda de pressão e a velocidade para o escoamento de água através de um tubo de paredes lisas.

Determinar: Uma relação empírica entre a queda de pressão por unidade de comprimento e as outras variáveis que afetam a queda de pressão, baseado nos dados experimentais.

Hipóteses:

1. As variáveis utilizadas na análise são corretas, isto é, não incluímos nenhuma outra variável estranha nem omitimos variáveis importantes.

2. Os dados experimentais são exatos.

Análise: O primeiro passo é realizar uma análise dimensional durante o estágio de planejamento *antes* de os experimentos serem de fato efetuados. Conforme discutido na Seção 13.1, vamos supor que a queda de pressão por unidade de comprimento, Δp_ℓ, é uma função do diâmetro do tubo, D, da massa específica, ρ, da viscosidade do fluido, μ, e da velocidade, V. Então,

$$\Delta p_\ell = f(D, \rho, \mu, V)$$

que, conforme mostrado anteriormente, pode ser escrito na forma adimensional como

$$\frac{D\,\Delta p_\ell}{\rho V^2} = \phi\left(\frac{\rho V D}{\mu}\right)$$

Para determinar a forma da relação, necessitamos variar o número de Reynolds, $\rho VD/\mu$ e medir os valores correspondentes de $D\,\Delta p_\ell/\rho V^2$. O número de Reynolds poderia ser variado mudando qualquer uma das variáveis, ρ, V, D ou μ, ou qualquer combinação entre elas. Entretanto, a forma mais simples para fazer isso é variar a velocidade, uma vez que nos permitirá utilizar o mesmo fluido e o mesmo tubo. Baseado nos dados fornecidos, valores para dois termos pi podem ser calculados com o resultado:

Teste	1	2	3	4	5	6	7	8
$D\,\Delta p_\ell/\rho V^2$	0,0195	0,0175	0,0155	0,0132	0,0113	0,0101	0,00939	0,00893
$\rho VD/\mu$	$4{,}01 \times 10^3$	$6{,}68 \times 10^3$	$9{,}97 \times 10^3$	$2{,}00 \times 10^4$	$3{,}81 \times 10^4$	$5{,}80 \times 10^4$	$8{,}00 \times 10^4$	$9{,}85 \times 10^4$

Esses são grupos adimensionais, portanto seus valores são independentes do sistema de unidades empregado desde que se utilize um sistema consistente. Por exemplo, se a velocidade está em ft/s, então o diâmetro deve estar em pés, não em polegadas ou em metros.

Um gráfico desses dois termos pi pode ser feito agora com os resultados mostrados na Fig. E13.1*a*. A correlação parece ser boa e, se não for, pode sugerir que cometemos erros grandes nas medidas experimentais ou que talvez tenhamos omitido uma variável importante. A curva mostrada na Fig. E13.1*a* representa a relação geral entre a queda de pressão e outros fatores na faixa de números de Reynolds entre $4{,}01 \times 10^3$ e $9{,}85 \times 10^4$. Assim, para essa faixa de números de Reynolds *não* é necessário repetir os testes para outras dimensões de tubos ou outros fluidos desde que as variáveis independentes (D, ρ, μ, V) sejam as únicas importantes.

Como a relação entre Π_1 e Π_2 é não-linear, a forma da equação empírica que possa ser utilizada para descrever a relação não é óbvia. Se, entretanto, os mesmos dados forem representados em um gráfico logarítmico, conforme mostrado na Fig. E13.1*b*, os dados formam uma linha reta, sugerindo que uma equação apropriada é da forma $\Pi_1 = A\Pi_2^n$, onde A e n são constantes empíricas a serem determinadas a partir dos dados com o uso de uma técnica de ajuste de curva, como um programa de regressão não-linear. Para os dados fornecidos neste problema, um bom ajuste dos dados é obtido com a equação

$$\Pi_1 = 0{,}150\,\Pi_2^{-0{,}25}$$

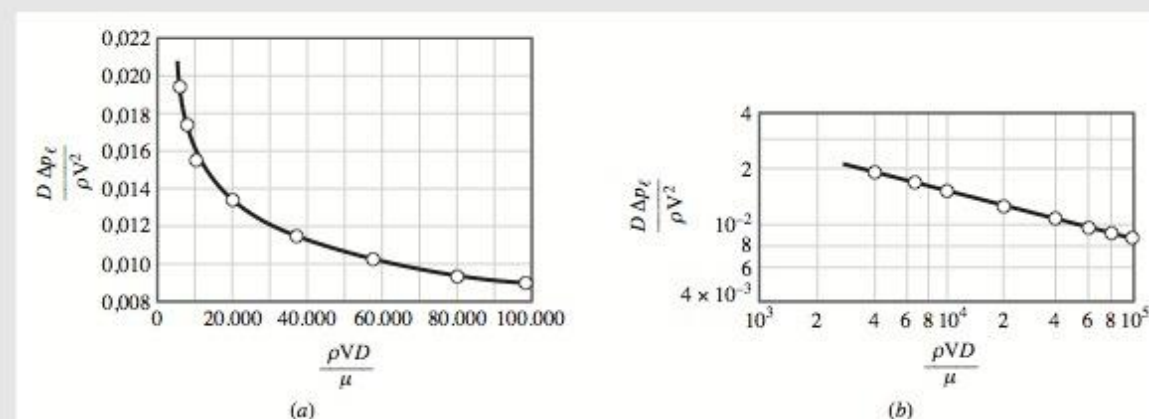



Figura E13.1

Fornecendo

$$\frac{D\,\Delta p_\ell}{\rho V^2} = 0{,}150\left(\frac{\rho V D}{\mu}\right)^{-1/4} \quad \triangleleft$$

❶

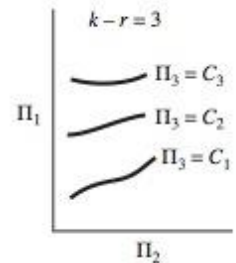
❶ Em 1911, H. Blasius, um mecânico de fluidos alemão, estabeleceu uma equação empírica semelhante que é amplamente utilizada para predizer a queda de pressão em tubos lisos na faixa de $4 \times 10^3 < Re < 10^5$. Essa equação pode ser representada na forma

$$\frac{D\,\Delta p_\ell}{\rho V^2} = 0{,}1582\left(\frac{\rho V D}{\mu}\right)^{-1/4}$$

Essa equação, chamada de fórmula de Blasius, é baseada em numerosos resultados experimentais do mesmo tipo do utilizado neste exemplo. Escoamento em tubos será discutido com mais detalhe no próximo capítulo, onde será mostrado como os tubos rugosos (que introduzem uma outra variável) podem afetar os resultados dados neste exemplo, que é para tubos de paredes lisas.

À medida que o número de termos pi aumenta, torna-se mais difícil colocar os resultados em uma forma gráfica conveniente e determinar uma equação empírica específica que descreva o fenômeno. Para problemas envolvendo três termos pi,

$$\Pi_1 = \phi(\Pi_2, \Pi_3)$$

É ainda possível mostrar as correlações dos dados em um único gráfico representando as famílias de curvas. Este é um modo informativo e útil da representação dos dados de uma forma geral. (O diagrama generalizado de compressibilidade da Fig. 4.9 é um exemplo.) Também é possível determinar uma equação empírica apropriada relacionando os três termos pi. Entretanto, à medida que o número de termos pi continua crescendo, correspondendo a um aumento da complexidade geral do problema sob interesse, a apresentação gráfica e a determinação de uma equação empírica apropriada se tornam inexeqüíveis. Para esses problemas mais complicados, é mais viável o uso de *modelos* para predizer características específicas do sistema em vez de tentar desenvolver correlações gerais. O conceito de modelagem é discutido na seção a seguir.

13.7 MODELAGEM E SEMELHANÇA

Modelos são amplamente utilizados em mecânica dos fluidos. Projetos grandes de engenharia, envolvendo estruturas, aeronaves, navios, rios, portos, represas, poluição do ar e da água, e assim por diante, requerem freqüentemente o uso de modelos. Embora o termo "modelo" seja usado em diferentes contextos, o "modelo de engenharia" geralmente corresponde à seguinte definição. Um ***modelo** é uma representação de um sistema físico que pode ser utilizada para predizer o comportamento de um sistema com relação a algum aspecto desejado.* O sistema físico para o qual as estimativas são feitas é denominado ***protótipo.*** Embora modelos *matemáticos* ou *computacionais* também possam estar de acordo com essa definição, nosso interesse estará nos modelos físicos, isto é, modelos que se assemelhem ao protótipo, mas que geralmente são de tamanho diferente, podendo envolver fluidos diferentes e, freqüentemente, operar em condições (pressões, velocidades, etc.) diferentes. Usualmente um modelo é menor do que o protótipo. Portanto, é de mais fácil manuseio em laboratório e de construção menos dispendiosa do que o protótipo maior. Com o desenvolvimento bem-sucedido de um modelo válido, é possível prever o comportamento de um protótipo para um certo conjunto de condições.

modelo

protótipo

V13.2 Modelos ambientais

Nos parágrafos a seguir desenvolvemos procedimentos para projetar modelos de modo que o modelo e o protótipo se comportem da mesma forma. A teoria dos modelos pode ser desenvolvida sem grande dificuldade utilizando-se os princípios da análise dimensional. Assim, conforme discutido na Seção 13.3, considere um problema que possa ser descrito em função de um conjunto de termos pi como

$$\Pi_1 = \phi(\Pi_2, \Pi_3, \ldots, \Pi_n) \tag{13.4}$$

Na formulação dessa relação, é necessário apenas o conhecimento da natureza geral do fenômeno físico e das variáveis envolvidas. Valores específicos para as variáveis (tamanho dos componentes, propriedades

V13.3 Modelo de trem em túnel de vento

dos fluidos, e assim por diante) não são necessários para realizar a análise dimensional. Desse modo, a Eq. 13.4 se aplica a qualquer sistema que seja governado pelas mesmas variáveis.

Se a Eq. 13.4 descrever o comportamento de um dado protótipo, uma relação similar pode ser escrita para um modelo desse protótipo; isto é,

$$\Pi_{1m} = \phi(\Pi_{2m}, \Pi_{3m}, \ldots, \Pi_{nm}) \tag{13.5}$$

onde a forma da função será a mesma desde que o mesmo fenômeno esteja envolvido tanto no protótipo quanto no modelo. As variáveis, ou os termos pi, sem o índice *m* se referem ao protótipo, e as com índice *m* serão utilizadas para designar as variáveis do modelo ou os termos pi.

Os termos pi podem ser desenvolvidos de modo que Π_1 contenha a variável que deve ser avaliada a partir das observações feitas sobre o modelo. Conseqüentemente, se o modelo for projetado e operado nas seguintes *condições de projeto do modelo*, também denominadas *condições de similaridade* ou ***leis de modelagem***,

leis de modelagem

$$\begin{aligned} \Pi_{2m} &= \Pi_2 \\ \Pi_{3m} &= \Pi_3 \\ &\vdots \\ \Pi_{nm} &= \Pi_n \end{aligned} \tag{13.6}$$

e uma vez que a forma de ϕ é a mesma para o modelo e para o protótipo, segue-se que

equação de predição

$$\Pi_1 = \Pi_{1m} \tag{13.7}$$

A Eq. 13.7 é a ***equação de predição*** e indica que o valor medido de Π_{1m} obtido com o modelo será igual ao Π_1 correspondente para o protótipo assim como os outros termos pi são iguais.

Para ilustrar o procedimento, considere o problema da determinação do arraste, $\mathfrak{D}$, em uma placa fina retangular (dimensões $w \times h$) colocada perpendicularmente a um fluido com velocidade V. Considere que o arraste seja uma função de w, h e V, da viscosidade do fluido, μ, e da massa específica do fluido, ρ, tal que

$$\mathfrak{D} = f(w, h, \mu, \rho, V)$$

Como o problema envolve 6 variáveis físicas que podem ser descritas em termos das três dimensões básicas (M, L, t *ou* F,L, t), ele pode ser escrito em termos dos três termos pi como

$$\frac{\mathfrak{D}}{w^2\rho V^2} = \phi\left(\frac{w}{h}, \frac{\rho V w}{\mu}\right) \tag{13.8}$$

onde $\rho V w/\mu$ é reconhecido como o número de Reynolds.

V13.4 Modelo de engenharia de túnel de vento

Estamos agora interessados no projeto de um modelo que seria utilizado para estimar o arraste em um determinado protótipo (que presumidamente tem um tamanho diferente do modelo). Uma vez que a relação representada pela Eq. 13.8 se aplica tanto ao modelo quanto ao protótipo, admite-se que a Eq. 13.8 governa o protótipo com uma relação semelhante

$$\frac{\mathfrak{D}_m}{w_m^2\rho_m V_m^2} = \phi\left(\frac{w_m}{h_m}, \frac{\rho_m V_m w_m}{\mu_m}\right) \tag{13.9}$$

para o modelo. As leis de modelagem (requisitos de similaridade) são assim:

$$\frac{w_m}{h_m} = \frac{w}{h} \qquad \frac{\rho_m V_m w_m}{\mu_m} = \frac{\rho V w}{\mu}$$

O tamanho do modelo é obtido da primeira condição, que indica que

$$w_m = \frac{h_m}{h} w \tag{13.10}$$

Estamos livres para escolher a razão entre as alturas, h_m/h, necessária para o teste do modelo (isto é, um modelo reduzido a 1/2 ou 1/10 de tamanho, por exemplo), mas então a largura da placa do modelo, w_m, é fixada de acordo com a Eq. 13.10. Isso garante que o modelo seja um modelo *geometricamente em escala*.

A segunda condição de similaridade indica que o modelo e o protótipo devem ter o mesmo número de Reynolds. Portanto, a velocidade necessária para o modelo é obtida a partir da relação

$$V_m = \frac{\mu_m}{\mu}\frac{\rho}{\rho_m}\frac{w}{w_m}V \qquad (13.11)$$

Observe que o projeto deste modelo necessita não apenas da escala geométrica, conforme especificado pela Eq. 13.10, mas também do escalonamento correto da velocidade de acordo com a Eq. 13.11. Esse resultado é típico da maioria dos projetos de modelos — existe mais escalonamento para projetar do que simplesmente o escalonamento geométrico.

Com os requisitos anteriores de similaridade atendidos, a equação de predição para o arraste é

$$\frac{\mathfrak{D}}{w^2\rho V^2} = \frac{\mathfrak{D}_m}{w_m^2\rho_m V_m^2}$$

ou

$$\mathfrak{D} = \left(\frac{w}{w_m}\right)^2\left(\frac{\rho}{\rho_m}\right)\left(\frac{V}{V_m}\right)^2\mathfrak{D}_m \qquad (13.12)$$

Logo, o arraste medido no modelo, $\mathfrak{D}_m$, deve ser multiplicado pela razão das larguras da placa ao quadrado, pela razão das massas específicas do fluido e pela razão das velocidades ao quadrado para se obter o valor estimado do arraste do protótipo, $\mathfrak{D}$.

De um modo geral, para se obter semelhança entre o comportamento do modelo e o do protótipo, *todos os termos pi correspondentes entre o modelo e o protótipo devem ser igualados*. ***Por Exemplo…*** considere o escoamento do ar com velocidade de 20 m/s normal a uma placa do protótipo de 2 m de altura e 1 m de largura que deve ser modelado por uma placa do modelo de 0,2 m de altura em água. Os parâmetros do modelo e do protótipo estão indicados na tabela a seguir.

	w, m	h, m	μ, N · s/m2	ρ, kg/m3	V, m/s	$\mathfrak{D}$, N
Protótipo	1	2	$1{,}79 \times 10^{-5}$	1,23	20	?
Modelo	?	0,2	$1{,}12 \times 10^{-3}$	999	?	$\mathfrak{D}_m$

Existem três pontos de interrogação na tabela, um para cada um dos três termos pi. Para obter a semelhança desejada, a largura da placa, w_m, é determinada a partir da Eq. 13.10 como

$$w_m = (0{,}2/2)(1\ \text{m}) = 0{,}1\ \text{m}.$$

Além disso, para que o escoamento na placa do modelo seja similar ao escoamento na placa do protótipo, a velocidade da água no modelo é obtida da Eq. 13.11 como

$$V_m = (1{,}12 \times 10^{-3}/1{,}79 \times 10^{-5})(1{,}23/999)(1/0{,}1)(20\ \text{m/s}) = 15{,}4\ \text{m/s}$$

Finalmente, quando operando nas condições de similaridade fornecidas, o arraste predito na placa do protótipo pode ser determinado da Eq. 13.12 como sendo

$$\mathfrak{D} = (1/0{,}1)^2(1{,}23/999)(20/15{,}4)^2\mathfrak{D}_m = 0{,}208\,\mathfrak{D}_m$$

onde $\mathfrak{D}_m$ é determinado com base no experimento do modelo em água. ▲

Exemplo 13.2

Modelando uma Bomba

A potência $\dot{W}_p$ de entrada necessária para acionar uma bomba centrífuga é função do diâmetro, D, da velocidade angular, ω, do impelidor da bomba, da vazão volumétrica, Q, e da massa específica, ρ, do fluido bombeado. Dados de um teste particular de um modelo de bomba de 8 in de diâmetro são mostrados na tabela a seguir.

D_m, in.	ω_m, rev/min	Q_m, ft³/s	ρ_m, slug/ft³	$\dot{W}_{pm}$, Cavalo-vapor (hp)
8,0	1200	2,33	1,94	12,0

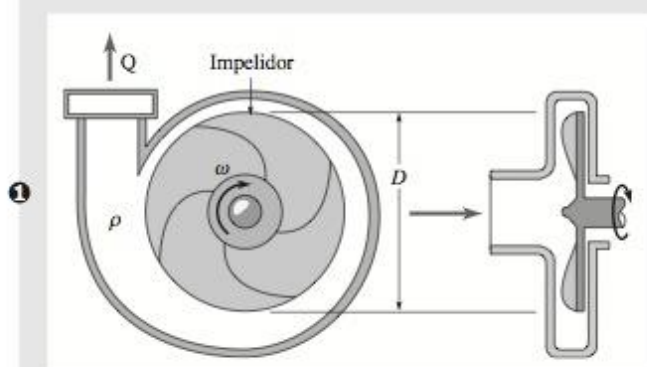
Deseja-se fazer uma bomba maior com D = 12 in, geometricamente semelhante. Baseado nos dados experimentais obtidos com a bomba menor, estime a potência necessária para acionar a bomba de 12 in de diâmetro a 1000 rev/min com as condições de escoamento semelhantes àquelas da bomba menor. Nos dois casos o fluido de trabalho é a água.

Solução

Dados: Variáveis que afetam a potência da bomba. Um protótipo (bomba de 12 in de diâmetro) e dados de um modelo (8 in de diâmetro).

Determinar: A potência necessária para acionar a bomba maior em condições semelhantes àquelas da bomba menor.

Esquema e Dados Fornecidos:

❶

Hipóteses:

1. As variáveis físicas especificadas das quais a potência da bomba é uma função estão corretas.
2. O modelo e o protótipo da bomba são geometricamente semelhantes.

Figura E13.2

Análise: A partir do enunciado do problema podemos escrever

$$\dot{W}_p = f(D, \omega, Q, \rho)$$

Observamos que há cinco variáveis físicas que podem ser escritas em função de três dimensões primárias (M, L, t *ou* F, L, t). Logo, esse escoamento pode ser descrito em função de dois termos pi adimensionais como

$$C_{\mathscr{P}} = \phi(C_Q) \tag{1}$$

onde $C_{\mathscr{P}} = \dot{W}_p/(\rho\omega^3D^5)$ é o *coeficiente de potência* e $C_Q = Q/(\omega D^3)$ é o *coeficiente de escoamento*. Uma verificação simples das dimensões envolvidas mostrará que esses termos são de fato adimensionais.

Para condições semelhantes de escoamento, o coeficiente de escoamento para o protótipo da bomba deve ser o mesmo que para o modelo da bomba. Isto é,

$$\frac{Q}{\omega D^3} = \left(\frac{Q}{\omega D^3}\right)_m$$

onde o índice m refere-se ao modelo. Então a vazão volumétrica do protótipo deve ser

$$Q = (\omega/\omega_m)(D/D_m)^3 Q_m = (1000\ \text{rpm}/1200\ \text{rpm})(12\ \text{in}/8\ \text{in})^3(2{,}33\ \text{ft}^3/\text{s}) = 6{,}55\ \text{ft}^3/\text{s}$$

Da Eq. 1, se os coeficientes de escoamento do modelo e do protótipo são os mesmos, então os coeficientes de potência do modelo e do protótipo são também os mesmos. Isto é,

$$\frac{\dot{W}_p}{\rho\omega^3D^5} = \left(\frac{\dot{W}_p}{\rho\omega^3D^5}\right)_m$$

Assim, a potência necessária para acionar o protótipo de 12 in de diâmetro é

$$\dot{W}_p = (\rho/\rho_m)(\omega/\omega_m)^3(D/D_m)^5\dot{W}_{pm}$$

Como $\rho = \rho_m$ (ambas bombeiam água), obtemos a potência para o protótipo como

❷ $$\dot{W}_p = (1000 \text{ rpm}/1200 \text{ rpm})^3(12 \text{ in}/8 \text{ in})^5(12{,}0 \text{ hp}) = 52{,}7 \text{ hp} \triangleleft$$

Entre outros parâmetros de interesse no projeto de bombas está a altura de carga da bomba, h_p. Esse parâmetro pode ser colocado na forma adimensional como um *coeficiente de altura de carga*, C_H, onde

$$C_H = \frac{gh_p}{\omega^2 D^2}$$

Assim como o coeficiente de potência, o coeficiente de altura de carga também é uma função do coeficiente de escoamento, C_Q. Desse modo, se os coeficientes do modelo e do protótipo são iguais, então $CH = C_{Hm}$, ou

$$\frac{gh_p}{\omega^2 D^2} = \left(\frac{gh_p}{\omega^2 D^2}\right)_m$$

Como $gm = g$, segue que $h_p = (\omega/\omega_m)2(D/D_m)2\ h_{pm}$. Então, para as bombas do modelo e do protótipo deste exemplo

$$h_p = (1000 \text{ rpm}/1200 \text{ rpm})^2(12 \text{ in}/8 \text{ in})^2\, h_{pm} = 1{,}56\, h_{pm}$$

Isto é, a bomba de 12 in operando sob condições semelhantes àquelas fornecidas na tabela, em relação à bomba de 8 in de diâmetro, produzirá uma altura de carga 1,56 vez maior do que a bomba menor.

❶ Se o protótipo da bomba de 12 in de diâmetro não fosse geometricamente semelhante ao modelo de 8 in de diâmetro, seria inapropriado utilizar os dados do modelo para prever o desempenho do protótipo.

❷ A potência calculada acima é apenas para um conjunto de parâmetros de operação para o protótipo da bomba. Efetuando uma série de testes do modelo em várias condições de operação, é possível obter o desempenho estimado correspondente para o protótipo em uma faixa de condições de operação.

13.8 Resumo do Capítulo e Guia de Estudo

Muitos problemas práticos de engenharia envolvendo mecânica dos fluidos necessitam de dados experimentais para sua solução. Assim, estudos de laboratório e experimentação desempenham um papel fundamental nesse campo. É importante desenvolver procedimentos apropriados para o projeto dos experimentos de maneira que eles possam ser eficientemente completados com a mais ampla aplicabilidade possível. Para alcançar essa finalidade, o conceito de *semelhança* é freqüentemente utilizado no qual as medições feitas em laboratório podem ser utilizadas na predição do comportamento de outros sistemas semelhantes. Neste capítulo, a *análise dimensional* é utilizada para projetar tais experimentos, como uma ferramenta na correlação dos dados experimentais e como a base para o projeto de modelos físicos.

A análise dimensional simplifica um dado problema descrito por um certo conjunto de variáveis reduzindo-se o número de variáveis que precisam ser consideradas. Além disso, para serem poucas em número, as novas variáveis são produtos adimensionais das variáveis iniciais. Normalmente essas novas variáveis adimensionais são muito mais simples para se trabalhar no desenvolvimento dos experimentos necessários. É mostrado como o uso das variáveis adimensionais pode ser de ajuda no planejamento dos experimentos e como uma ferramenta na correlação dos dados experimentais.

Para problemas nos quais temos um grande número de variáveis, é descrito o uso dos modelos físicos. Os modelos são utilizados para fazer predições específicas a partir dos testes de laboratório em vez da formulação de uma relação geral para o fenômeno sob interesse. O projeto correto de um modelo é obviamente imperativo para que predições exatas de outro sistema semelhante, mas usualmente maior, possam ser feitas. O capítulo mostra como a análise dimensional pode ser utilizada para estabelecer um projeto de modelo válido.

A seguinte lista fornece um guia de estudo para este capítulo. Quando seu estudo do texto e dos exercícios no fim do capítulo estiverem completados você deve ser capaz de:

produtos adimensionais
dimensões básicas
dimensionalmente homogêneos
análise dimensional
teorema de Buckingham de termos pi

- descrever o significado dos termos listados nas margens ao longo do capítulo e entender cada um dos conceitos relacionados. O subconjunto de termos-chave listado aqui na margem é particularmente importante.

termo pi
modelo
protótipo
equação de predição
leis de modelagem

- formar um conjunto de variáveis adimensionais a partir de um conjunto de variáveis físicas.
- utilizar as variáveis adimensionais como uma ferramenta na interpretação e correlação dos dados experimentais.
- estabelecer um conjunto de leis de modelagem e a equação de predição para um modelo a ser utilizado para prever o comportamento de um outro sistema semelhante (o protótipo).

PROBLEMAS

Observação: A menos que seja indicado o contrário no enunciado do problema, utilize os valores das propriedades dos fluidos fornecidos nas tabelas do Apêndice FM-1, na resolução dos problemas.

VARIÁVEIS ADIMENSIONAIS

13.1 O número de Reynolds, $\rho VD/\mu$, é um parâmetro muito importante em mecânica dos fluidos. Verifique se o número de Reynolds é adimensional, utilizando o sistema FLt e o sistema MLt para as dimensões básicas e determine seu valor para água escoando a uma velocidade de 2 m/s através de um tubo de 1 in de diâmetro.

13.2 Algumas variáveis comuns em mecânica dos fluidos são: vazão volumétrica, Q, aceleração da gravidade, g, viscosidade, μ, massa específica, ρ, e comprimento, ℓ. Quais das seguintes combinações de variáveis são adimensionais? **(a)** $Q^2/g\ell^2$. **(b)** $\rho Q/\mu\ell$. **(c)** $g\ell^2/Q$. **(d)** $\rho Q\ell/\mu$.

FORMANDO PARÂMETROS ADIMENSIONAIS

13.3 A elevação de pressão, Δp, por meio de uma bomba pode ser representada como

$$\Delta p = f(D, \rho, \omega, Q)$$

onde D é o diâmetro do impelidor, ρ é a massa específica do fluido, ω é a velocidade de rotação e Q é a vazão volumétrica. Determine um conjunto de parâmetros adimensionais apropriados.

13.4 O arraste, $\mathfrak{D}$, sobre uma placa em forma de arruela à corrente de fluido é dado por

$$\mathfrak{D} = f(d_1, d_2, V, \mu, \rho)$$

onde d_1 é o diâmetro externo, d_2 é o diâmetro interno, V a velocidade do fluido, μ a viscosidade do fluido e ρ a massa específica do fluido. Algumas experiências devem ser realizadas em um túnel de vento para determinar o arraste. Que parâmetros adimensionais você utilizaria para organizar esses dados?

13.5 A velocidade, V, de uma partícula esférica caindo lentamente em um líquido muito viscoso pode ser expressa por

$$V = f(d, \mu, \gamma, \gamma_s)$$

onde d é o diâmetro da partícula, μ a viscosidade do líquido e γ e γ_s são os pesos específicos do líquido e da partícula, respectivamente. Desenvolva um conjunto de parâmetros adimensionais que possam ser utilizados neste problema.

13.6 Admita que o arraste, $\mathfrak{D}$, em uma aeronave voando em velocidade supersônica seja função de sua velocidade, V, da massa específica, ρ, da velocidade do som, c, e de uma série de comprimentos, $\ell_1, \ldots, \ell_i$, que descrevem a geometria da aeronave. Desenvolva um conjunto de termos pi que possam ser utilizados para investigar experimentalmente como o arraste é afetado pelos vários fatores listados.

MÉTODO DA REPETIÇÃO DE VARIÁVEIS

13.7 Em um tubo de contração súbita o diâmetro muda de D_1 para D_2. A queda de pressão, Δp, que se desenvolve através da contração é uma função de D_1 e D_2, assim como da velocidade, V, no tubo maior, da massa específica, ρ, e da viscosidade, μ. Utilize D_1, V e μ como as variáveis de repetição para determinar um conjunto apropriado de parâmetros adimensionais. Por que seria incorreto incluir a velocidade no tubo menor como uma variável adicional?

13.8 Admita que a potência, $\dot{W}$, necessária para acionar um ventilador, seja uma função do diâmetro, D, do ventilador, da massa específica do ar, ρ, da velocidade angular, ω, e da vazão, Q. Utilize D, ω e ρ como variáveis de repetição para determinar um conjunto apropriado de termos pi.

13.9 Deseja-se determinar a altura de uma onda quando o vento sopra a superfície de um lago. Admite-se que a altura, H, da onda seja uma função da velocidade do vento, V, da massa específica da água, ρ, da massa específica do ar, ρ_a, da profundidade da água, d, da distância da margem, ℓ, e da aceleração da gravidade, g, conforme mostrado na Fig. P13.9. Utilize d, V e ρ como variáveis de repetição para determinar um conjunto apropriado de termos pi, que possa ser utilizado para descrever este problema.

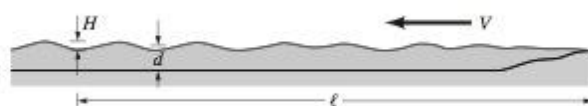



Figura P13.9

UTILIZANDO ANÁLISE DIMENSIONAL — GENERALIDADES

13.10 A queda de pressão através de uma pequena anilha colocada em um tubo através do qual escoa um líquido (veja Fig. P13.10) pode ser dada como

$$\Delta p = f(\rho, V, D, d)$$

onde ρ é a massa específica do fluido e V a velocidade no tubo. Alguns dados experimentais obtidos com D = 2 ft, ρ = 2,0 slug/ft³ e V = 2 ft/s são fornecidos na tabela seguinte:

Teste	1	2	3	4
d (ft)	0,06	0,08	0,10	0,15
Δp (lbf/ft^2)	493,8	156,2	64,0	12,6

Utilizando parâmetros adimensionais apropriados, represente graficamente os resultados desses testes em escala logarítmica. Utilize uma técnica padrão de ajuste de dados a uma curva para determinar uma equação geral para Δp. Quais são os limites de aplicabilidade da equação?

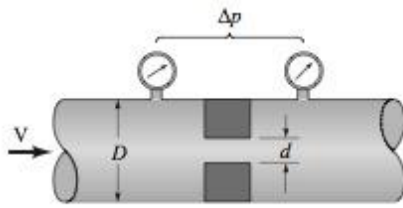



Figura P13.10

13.11 A queda de pressão por unidade de comprimento, $\Delta p_\ell = \Delta p/\ell$, (N/m^2)/m, para o escoamento do sangue através de um tubo horizontal de pequeno diâmetro é uma função da vazão volumétrica, Q, do diâmetro, D, e da viscosidade do sangue, μ. Para uma série de testes no qual $D = 2$ mm e $\mu = 0{,}004$ N · s/m^2, foram obtidos os seguintes dados, onde os valores listados de Δp foram medidos ao longo do comprimento, $\ell = 300$ mm.

Q (m^3/s)	Δp (N/m^2)
$3{,}6 \times 10^{-6}$	$1{,}1 \times 10^4$
$4{,}9 \times 10^{-6}$	$1{,}5 \times 10^4$
$6{,}3 \times 10^{-6}$	$1{,}9 \times 10^4$
$7{,}9 \times 10^{-6}$	$2{,}4 \times 10^4$
$9{,}8 \times 10^{-6}$	$3{,}0 \times 10^4$

Desenvolva uma análise dimensional para este problema e utilize os dados fornecidos para determinar uma relação geral entre Δp_ℓ e Q que seja válida para outros valores de D, ℓ e μ.

13.12 Quando um fluido muito viscoso escoa lentamente através de uma placa vertical de altura h e largura b (veja Fig. P13.12), é desenvolvida pressão na face da placa. Admita que a pressão, p, no ponto médio da placa seja função da altura, da largura e da velocidade de aproximação, V, e da viscosidade, μ, do fluido. Utilize análise dimensional para determinar como a pressão, p, irá variar quando a velocidade, V, do fluido tiver o dobro do valor.

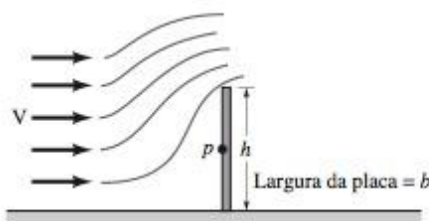



Figura P13.12

13.13 A viscosidade, μ, de um líquido pode ser medida através da determinação do tempo, t, tomado por uma esfera de diâmetro, d, para cair lentamente através de uma distância, ℓ, em um cilindro vertical de diâmetro D, contendo o líquido (veja Fig. P13.13). Admita que

$$t = f(\ell, d, D, \mu, \Delta\gamma)$$

onde $\Delta\gamma$ é a diferença entre os pesos específicos da esfera e do líquido. Utilize análise dimensional para mostrar como t é relacionado com μ e descreva como esse instrumento pode ser utilizado para medir viscosidade.

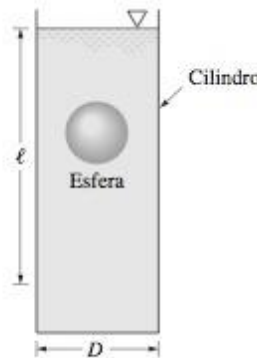



Figura P13.13

13.14 (CD-ROM)

13.15 (CD-ROM)

UTILIZANDO ANÁLISE DIMENSIONAL — MODELOS

13.16 Óleo SAE 30 a 60°F é bombeado através de uma oleoduto com 3 ft de diâmetro a uma vazão volumétrica de 5700 gal/min. Um modelo para esse oleoduto deve ser projetado utilizando uma tubulação com diâmetro de 2 in e água a 60°F como fluido de trabalho. Para manter a semelhança do número de Reynolds entre esses dois sistemas, que velocidade do fluido é necessária nesse modelo?

13.17 O projeto de um modelo de um rio é baseado na similaridade do número de Froude, onde o número de Froude, $Fr = V/(gy)^{1/2}$, é uma função da velocidade, V, da água, da profundidade, y, da água e da aceleração da gravidade, g. Se a profundidade do rio for de 3 m e a profundidade do modelo for de 100 mm, que velocidade do protótipo corresponde à velocidade de 2 m/s do modelo?

13.18 (CD-ROM)

13.19 A sustentação e o arraste em um hidrofólio devem ser determinados através de teste em túnel de vento utilizando ar padrão. Se houver necessidade de realizar testes correspondentes à escala plana, qual a velocidade necessária no túnel de vento correspondente à velocidade do hidrofólio na água do mar de 20 mph? Admita a similaridade do número de Reynolds.

13.20 O arraste no prato de uma antena de satélite com 2 m de diâmetro, devido a um vento de 80 km/h, deve ser determinado através de teste em um túnel de vento utilizando um modelo de prato geometricamente similar de 0,40 m de diâmetro.

O ar padrão é utilizado tanto para o modelo quanto para o protótipo. **(a)** Admitindo a similaridade do número de Reynolds, para que velocidade do ar o modelo deve ser testado? **(b)** Com todas as condições de similaridade satisfeitas, a medida do arraste no modelo foi determinada como sendo 179 N. Qual é a previsão de arraste no protótipo do prato?

13.21 A elevação de pressão, Δp, por meio de uma bomba centrífuga de uma dada forma (veja Fig. P13.21*a*) pode ser expressa por

$$\Delta p = f(D, \omega, \rho, Q)$$

onde D é o diâmetro do impelidor, ω a velocidade angular do impelidor, ρ a massa específica do fluido e Q a vazão volumétrica através da bomba. Um modelo de bomba com um diâmetro de 8 in é testado em laboratório, utilizando água. Quando operando a uma velocidade angular de 40 π rad/s, a elevação da pressão no modelo em função de Q é mostrada na Fig. P13.21*b*. Utilize essa curva para estimar o aumento de pressão por meio de uma bomba geometricamente semelhante (protótipo) para uma vazão no protótipo de 6 ft³/s. O protótipo tem um diâmetro de 12 in e opera a uma velocidade angular de 60 π rad/s. O fluido do protótipo também é água.

Bomba centrífuga

(*a*)

(*b*)

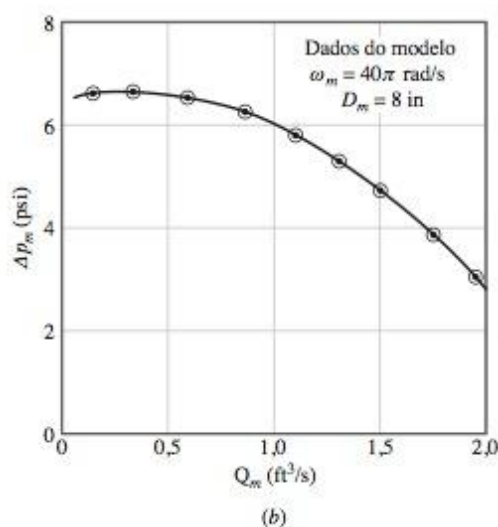
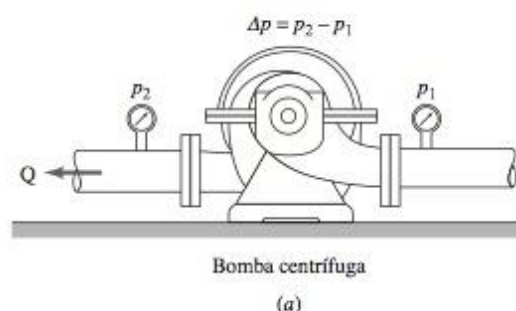



Figura P13.21

13.22 Quando pequenas partículas de diâmetro d são transportadas por um fluido em movimento com uma velocidade V, elas se depositam no solo a uma distância horizontal ℓ após partirem de uma altura h, como mostrado na Fig. P13.22. A variação de ℓ com diversos fatores deve ser estudada em um modelo em escala de 1/10. Admita que

$$\ell = f(h, d, V, \gamma, \mu)$$

onde γ é o peso específico da partícula e μ é a viscosidade do fluido. O mesmo fluido deve ser utilizado tanto no modelo quanto no protótipo, mas γ (modelo) $= 9 \times \gamma$ (protótipo). **(a)** Se V = 50 mph, para que velocidade o modelo deve ser testado? **(b)** Durante o teste de um certo modelo foi encontrada ℓ (modelo) = 0,8 ft. Que ℓ pode ser previsto para o protótipo?

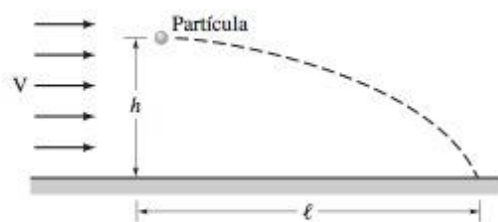



Figura P13.22

13.23 Uma área de estacionamento em forma de um quadrado de largura w é fechada em todos os seus lados por um meio-fio de altura d com apenas uma abertura de largura b, conforme mostrado na Fig. P13.23. Durante chuvas fortes, o estacionamento enche de água e é de interesse determinar o tempo, t, necessário para que a água seja completamente drenada após cessar a chuva. Um modelo em escala deve ser utilizado para estudar esse problema e admite-se que

$$t = f(w, b, d, g, \mu, \rho)$$

onde g é a aceleração da gravidade, μ é a viscosidade do fluido e ρ é a massa específica do fluido. **(a)** Uma análise dimensional indica que dois parâmetros adimensionais importantes são b/w e d/w. Que parâmetros adicionais são necessários? **(b)** Para um modelo geometricamente semelhante em escala de 1/10, qual é a relação entre o tempo de drenagem para o modelo e o tempo de drenagem correspondente para o estacionamento real? Admita que todas as condições de semelhança sejam satisfeitas. A água pode ser utilizada como fluido do modelo? Explique e justifique sua resposta.

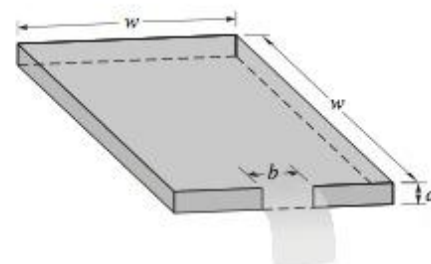



Figura P13.23

13.24 (CD-ROM)

13.25 (CD-ROM)

13.26 (CD-ROM)

13.27 O arraste sobre uma esfera em movimento no interior de um fluido é uma função do diâmetro e da velocidade da esfera e da viscosidade e da massa específica do fluido. Testes em laboratório com uma esfera de 4 in de diâmetro foram realizados em um túnel de água e alguns dados do modelo foram representados graficamente na Fig. P13.27. Para esses testes a viscosidade da água foi de $2,3 \times 10^{-5}$ lbf · s/ft^2 e a massa específica da água foi de 1,94 slug/ft^3. Estime o arraste em uma balão de 8 ft de diâmetro movendo-se no ar com uma velocidade de 3 ft/s. Admita o ar com uma viscosidade de $3,7 \times 10^{-7}$ lbf · s/ft^2 e uma massa específica de $2,38 \times 10^{-3}$ slug/ft^3. Admita a semelhança do número de Reynolds.

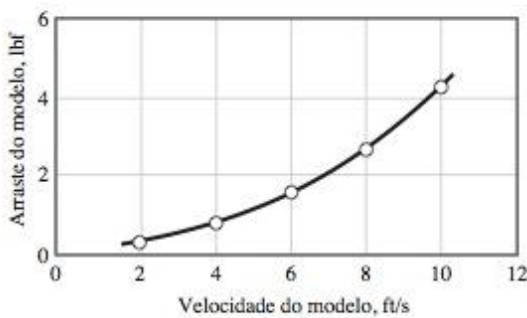



Figura P13.27

13.28 Um cilindro circular de diâmetro d é colocado em uma corrente uniforme de fluido conforme mostrado na Fig. P13.28*a*. Distante do cilindro, a velocidade é V e a pressão é a atmosférica. A pressão manométrica, p, no ponto A da superfície do cilindro deve ser determinada através do estudo de um modelo para um protótipo de 18 in de diâmetro colocado em uma corrente de ar com uma velocidade de 8 ft/s. Deve ser utilizado um modelo tendo água como fluido de trabalho, em escala 1/12. Alguns valores experimentais obtidos são mostrados na Fig. P13.28*b*. Faça o prognóstico da pressão no protótipo. Admita a semelhança do número de Reynolds.

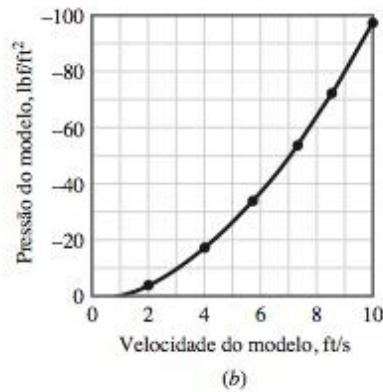
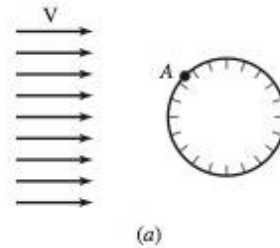



Figura P13.28

Escoamento Interno e Externo

Introdução…

escoamento interno e externo

Os problemas de mecânica dos fluidos relativos ao escoamento de fluidos podem ser classificados de modo geral como problemas de ***escoamento interno*** ou ***externo***. Os escoamentos limitados por fronteiras são considerados escoamentos internos. Exemplos de escoamentos internos incluem escoamentos através de tubos, dutos, válvulas e diversos dispositivos de conexão de tubos. Escoamentos em torno de corpos completamente envolvidos por um fluido são considerados escoamentos externos. Exemplos de escoamentos externos incluem escoamentos em torno de aeronaves, automóveis, prédios e submarinos. O ***objetivo*** deste capítulo é estudar o escoamento interno de um fluido viscoso através de sistemas de tubos e o escoamento externo em torno de formas geométricas conhecidas.

objetivo do capítulo

Escoamento Interno

sistema de tubos

Esta parte do capítulo lida com o escoamento interno de um fluido viscoso em uma ***tubulação***. Alguns dos componentes básicos de um sistema típico de tubos são mostrados na Fig. 14.1. Eles incluem os próprios tubos (talvez de mais de um diâmetro), as várias conexões utilizadas para unir os tubos individuais formando o sistema desejado, os dispositivos de controle do escoamento (válvulas) e as bombas ou turbinas que adicionam ou retiram energia mecânica do fluido.

Antes de aplicarmos as várias equações referentes aos exemplos de escoamento de fluidos nos tubos, discutiremos alguns dos conceitos básicos do escoamento em tubos. A menos que seja especificado, consideraremos que o tubo seja circular e que esteja completamente preenchido com o fluido que está sendo transportado.

14.1 Características Gerais de Escoamento em um Tubo

14.1.1 Escoamento Laminar ou Turbulento

O escoamento de um fluido em um tubo pode ser laminar ou turbulento. Osborne Reynolds, um cientista e matemático britânico, foi o primeiro a estabelecer a diferença entre essas duas classificações de escoamen-

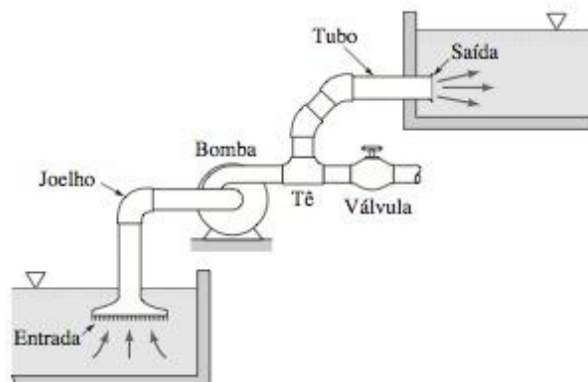



Figura 14.1 Componentes típicos de um sistema de tubos.

to utilizando uma aparelhagem simples conforme mostrado na Fig. 14.2*a*. Para "vazões suficientemente baixas" a listra de corante permanecerá como uma linha bem definida à medida que o fluido escoa, apresentando apenas um ligeiro borrão devido à difusão molecular do corante na água adjacente. Para uma "vazão intermediária" um pouco maior, a listra de corante varia no tempo e no espaço, e borrões intermitentes de comportamento irregular aparecem ao longo da listra. Por outro lado, para "vazões suficientemente altas" a listra de corante se torna quase que imediatamente reduzida e se espalha por todo o tubo de forma aleatória. Essas três características, chamadas escoamento *laminar, transiente* e *turbulento*, respectivamente, estão ilustradas na Fig. 14.2*b*.

V14.1 Escoamento laminar/turbulento em tubos

No parágrafo anterior o termo "vazão" deveria ser substituído pelo número de Reynolds, $Re = \rho VD/\mu$, onde V é a velocidade média no tubo. Isto é, o escoamento em um tubo é laminar, transiente ou turbulento se o número de Reynolds for "suficientemente baixo", "intermediário" ou "suficientemente alto", respectivamente. Não é só a velocidade do fluido que determina o tipo de escoamento – sua massa específica, sua viscosidade e o diâmetro do tubo são de igual importância. Esses parâmetros se combinam para formar o número de Reynolds. Lembre com base na Seção 13.5 de que o número de Reynolds é uma medida da importância relativa dos efeitos inerciais e viscosos no escoamento.

Para a maioria das aplicações de engenharia do escoamento em tubos redondos, os seguintes valores de escoamento são apropriados: O escoamento é ***laminar*** se o número de Reynolds for menor do que aproximadamente 2100 a 2300. O escoamento é ***turbulento*** se o número de Reynolds for maior do que aproximadamente 4000. Para números de Reynolds entre esses dois limites, o escoamento pode estar entre condições laminares e turbulentas. Esse escoamento, que representa o início de turbulência, é denominado ***transiente.***

escoamento laminar
escoamento turbulento
escoamento transiente

14.1.2 Região de Entrada e Escoamento Completamente Desenvolvido

Para um fluido escoando em um tubo, a região do escoamento próxima da entrada do fluido no tubo é denominada ***região de entrada*** e está ilustrada na Fig. 14.3. Conforme mostrado, o fluido entra no tubo normalmente com um perfil de velocidade aproximadamente uniforme na seção (1). À medida que o fluido se movimenta através do tubo, os efeitos viscosos fazem com que ele cole à parede do tubo. Isto é, independentemente de o fluido ser ar ou um óleo muito viscoso, na parede do tubo imóvel, a velocidade do fluido é nula.

região de entrada

Conforme mostrado na Fig. 14.3, uma ***camada limite***, na qual os efeitos viscosos são importantes, é formada ao longo da parede do tubo de modo que o perfil de velocidade inicial varia com a distância x, ao longo do tubo, até que o fluido atinja o final do comprimento de entrada, seção (2), além do qual o perfil de velocidade não varia com x. A espessura da camada limite aumenta de modo a preencher completamente o tubo, e o escoamento é denominado ***completamente desenvolvido.***

camada limite
escoamento completamente desenvolvido

A forma do perfil de velocidade no tubo como ocorre com o ***comprimento de entrada***, x_{fd}, depende de o escoamento ser laminar ou turbulento. Comprimentos típicos de entrada são dados por

comprimento de entrada

$$\frac{x_{fd}}{D} = 0{,}05\ Re \qquad \text{(escoamento laminar)} \tag{14.1}$$

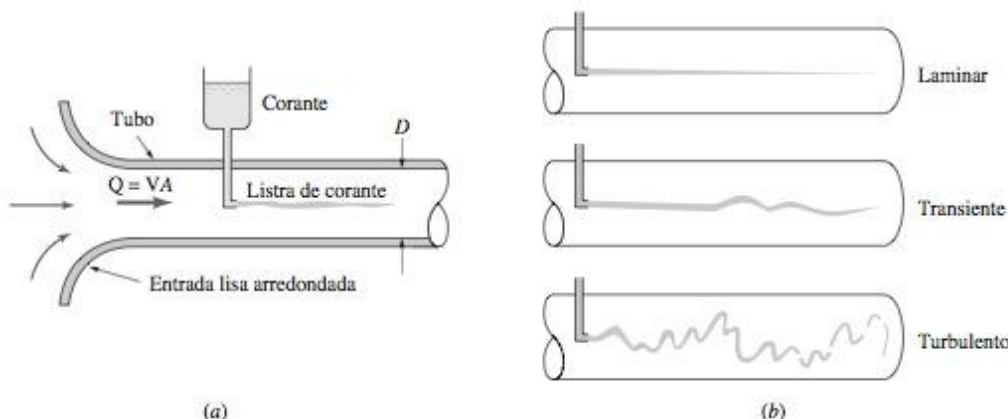



Figura 14.2 (a) Experimento para ilustrar o tipo de escoamento. (b) Listras típicas de corante.

Figura 14.3 Região de entrada, desenvolvimento de escoamento e escoamento completamente desenvolvido em um sistema de tubos.

e

$$10 \leq \frac{x_{fd}}{D} \leq 60 \qquad \text{(escoamento turbulento)} \tag{14.2}$$

Ao atingir o fim da região de entrada, seção (2) da Fig. 14.3, o escoamento do fluido é mais simples de descrever porque a velocidade é uma função apenas da distância da linha de centro do tubo, r, e independente da distância axial, x. Isto é verdade até que o tubo apresente alguma mudança de característica, como por exemplo variação no diâmetro, ou fluido escoe através de uma curva, válvula, ou algum outro componente na seção (3). O escoamento entre (2) e (3) é completamente desenvolvido. Após a interrupção do escoamento completamente desenvolvido [na seção (4)], o escoamento retorna gradualmente à característica de completamente desenvolvido [seção (5)] e continua com esse perfil até o próximo componente do sistema de tubos ser alcançado [seção (6)].

14.2 ESCOAMENTO LAMINAR COMPLETAMENTE DESENVOLVIDO

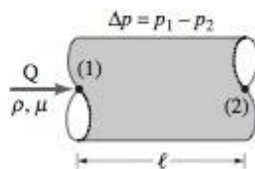
Uma ocorrência comum é o escoamento em seções retilíneas de um tubo. Se o escoamento for completamente desenvolvido, estacionário e laminar e o fluido for newtoniano, uma análise detalhada revela que a distribuição de velocidade no tubo é fornecida pela equação

$$u(r) = V_c\left[1 - \left(\frac{2r}{D}\right)^2\right] \qquad \text{(escoamento laminar)} \tag{14.3}$$

onde $u(r)$ é a velocidade a uma distância r da linha de centro do tubo, D é o diâmetro do tubo e V_c é a velocidade na linha de centro. Esse resultado importante indica que a distribuição de velocidade é *parabólica* para o escoamento laminar em um tubo.

Uma análise mais completa revela que a relação entre a vazão volumétrica, Q, através do tubo e a queda de pressão, $\Delta p = p_1 - p_2$, ao longo do tubo é fornecida pela equação

lei de Poiseuille

$$Q = \frac{\pi D^4 \Delta p}{128\mu\ell} \qquad \text{(escoamento laminar)} \tag{14.4}$$

onde μ é a viscosidade do fluido e ℓ é o comprimento do tubo no qual ocorre a queda de pressão. A Eq. 14.4 é comumente denominada ***lei de Pouseuille***. Devemos enfatizar que esses resultados são restritos ao escoamento laminar completamente desenvolvido (escoamento no tubo no qual o número de Reynolds é menor do que aproximadamente 2100 a 2300) em um tubo horizontal.

Por Exemplo... para ilustrar o uso da Eq. 14.4, considere o seguinte problema. Um óleo com viscosidade de $\mu = 0{,}40$ N·s/m² e massa específica $\rho = 900$ kg/m³ está escoando através de um tubo de diâmetro $D = 0{,}020$ m. Qual queda de pressão, Δp, ao longo de um comprimento $\ell = 10$ m é necessária para produzir uma vazão volumétrica $Q = 2{,}0 \times 10^{-5}$ m³/s? Se o número de Reynolds for menor que 2100, o escoamento é laminar e a Eq. 14.4 é válida. A velocidade média é $V = Q/A = (2{,}0 \times 10^{-5}\ \text{m}^3/\text{s})/[\pi(0{,}020\ \text{m})^2/4] = 0{,}0637$ m/s. Utilizando essa velocidade juntamente com os valores dados de massa específica, viscosidade e diâmetro, o número de Reynolds calculado é $Re = \rho VD/\mu = 2{,}87 < 2100$. Portanto, o escoamento é laminar e, da Eq. 14.4 com $\ell = 10$ m, a perda de carga é

$$\Delta p = \frac{128\mu\ell Q}{\pi D^4}$$

$$= \frac{128(0{,}40\ \text{N}\cdot\text{s/m}^2)(10{,}0\ \text{m})(2{,}0 \times 10^{-5}\ \text{m}^3/\text{s})}{\pi(0{,}020\ \text{m})^4}$$

ou

$$\Delta p = 20.400\ \text{N/m}^2 \left|\frac{1\ \text{kPa}}{10^3\ \text{N/m}^2}\right| = 20{,}4\ \text{kPa}\ \blacktriangle$$

14.3 Características do Escoamento Laminar em um Tubo

O conhecimento do perfil de velocidade pode conduzir diretamente a outras informações úteis tais como a queda de pressão, perda de carga e vazão volumétrica. Nesta seção aprofundaremos nosso entendimento do escoamento laminar em tubos pelo desenvolvimento da equação para o perfil de velocidade em escoamento laminar completamente desenvolvido, Eq. 14.3, e a relação correspondente à vazão, lei de Poiseuille, Eq. 14.4.

Considere um elemento de fluido no instante t, mostrado na Fig. 14.4*a*. Ele é um cilindro circular de fluido de comprimento ℓ e raio r concêntrico ao eixo de um tubo horizontal de diâmetro D. Como a velocidade não é uniforme através do tubo, as extremidades inicialmente planas do cilindro de fluido no instante t se tornam deformadas no instante $t + \delta t$ quando o elemento de fluido é movido para sua nova posição ao longo do tubo, como mostrado na figura. Se o escoamento é estacionário e completamente desenvolvido, a distorção em cada extremidade do elemento de fluido é a mesma, e nenhuma parte do fluido experimenta qualquer aceleração à proporção que ele escoa. Todas as partes do fluido escoam simplesmente paralelas às paredes do tubo com velocidade constante, embora partículas contíguas possuam velocidades ligeiramente diferentes. A velocidade varia com o raio, r. Essa variação de velocidade, combinada com a viscosidade do fluido, produz uma tensão de cisalhamento (veja Seção 12.1.12).

Se os efeitos gravitacionais forem desprezados, a pressão é constante através de qualquer seção transversal vertical do tubo, embora ela varie ao longo do tubo de uma seção para outra. Logo, se a seção é $p = p_1$ na seção (1), ela é $p_2 = p_1 - \Delta p$ na seção 2. Podemos antecipar o fato de a queda de pressão na direção do escoamento de maneira que $\Delta p > 0$. Conforme indicado na Fig. 14.4*b*, o movimento mais lento do fluido externo ao elemento de fluido exerce uma força sobre a superfície do cilindro igual a $\tau 2\pi r\ell$, onde τ é a tensão de cisalhamento (força de cisalhamento por unidade de área). A tensão de cisalhamento é uma função do raio do elemento cilíndrico, $\tau = \tau(r)$.

Isolamos o cilindro do fluido, conforme mostrado na Fig. 14.4*b*, e aplicamos a segunda lei de Newton, $F_x = ma_x$. Nesse caso, embora o fluido esteja se movendo, ele não possui aceleração, logo $a_x = 0$. Então, o escoamento que se desenvolve no tubo horizontal é apenas equilíbrio entre a pressão e as forças de cisalhamento. Isso pode ser escrito como

$$(p_1)\pi r^2 - (p_1 - \Delta p)\pi r^2 - (\tau)2\pi r\ell = 0$$

e, simplificada, fornece

$$\frac{\Delta p}{\ell} = \frac{2\tau}{r} \tag{14.5}$$

Como nem Δp nem ℓ são funções da coordenada radial, r, resulta que $2\tau/r$ também deve ser independente de r. Isto é, $\tau = Cr$, onde C é uma constante. Para $r = 0$ (linha de centro do tubo) não há tensão de cisalhamento ($\tau = 0$). Para $r = D/2$ (parede do tubo) a tensão de cisalhamento é um máximo, representada

(a)

(b)

(c)

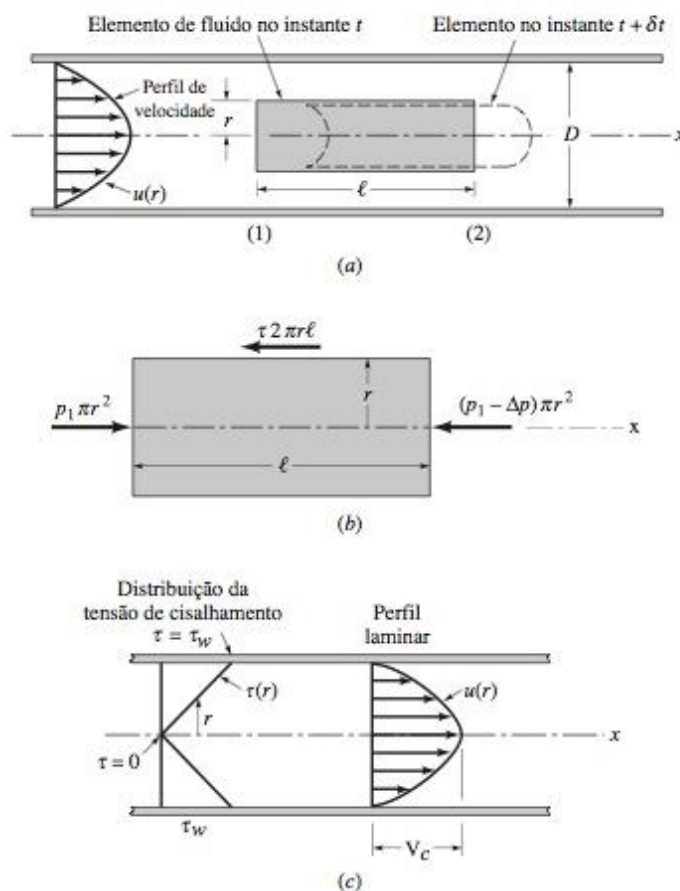



Figura 14.4

tensão de cisalhamento na parede

por τ_w, e denominada ***tensão de cisalhamento na parede***. Logo, $\tau_w = C(D/2)$, fornecendo $C = 2\tau_w/D$. A distribuição da tensão de cisalhamento através do tubo é então uma função linear de coordenada radial

$$\tau = \frac{2\tau_w r}{D} \tag{14.6}$$

como indicada na Fig. 14.4*c*. Conforme se observa nas Eqs. 14.5 e 14.6, a queda de pressão e a tensão de cisalhamento na parede são relacionadas por

$$\Delta p = \frac{4\ell\tau_w}{D} \tag{14.7}$$

Para escoamento laminar de um fluido newtoniano, a tensão de cisalhamento é proporcional ao gradiente de velocidade (veja Seção 12.1.2). Na notação associada com nosso escoamento em tubo, isso torna-se

$$\tau = -\mu\frac{du}{dr} \tag{14.8}$$

O sinal negativo é necessário porque $\tau > 0$ quando $du/dr < 0$ (a velocidade decresce a partir da linha de centro até a parede do tubo).

Combinando a segunda lei de Newton do movimento (Eq. 14.5) e a definição de fluido newtoniano (Eq. 14.8), obtemos

$$\frac{du}{dr} = -\left(\frac{\Delta p}{2\mu\ell}\right)r$$

que pode ser integrada para fornecer o perfil de velocidade conforme se segue:

$$\int du = -\frac{\Delta p}{2\mu\ell}\int r\,dr$$

ou

$$u = -\left(\frac{\Delta p}{4\mu\ell}\right)r^2 + C_1$$

onde C_1 é uma constante. Como o fluido é viscoso ele adere à parede do tubo (não há condição de contorno de deslizamento), portanto $u = 0$ para $r = D/2$. E, conseqüentemente, $C_1 = (\Delta p/16\mu\ell)D^2$ e o perfil de velocidade pode ser escrito como

$$u(r) = \left(\frac{\Delta p D^2}{16\mu\ell}\right)\left[1 - \left(\frac{2r}{D}\right)^2\right] = V_c\left[1 - \left(\frac{2r}{D}\right)^2\right] \qquad (14.9)$$

onde V_c é a velocidade na linha de centro

$$V_c = \frac{\Delta p D^2}{16\mu\ell}$$

Esse perfil de velocidade, representado graficamente na Fig. 14.4*c*, é parabólico na coordenada radial, r, tem um velocidade máxima, V_c, para a linha de centro e uma velocidade mínima (nula) na parede do tubo. A vazão volumétrica através do tubo pode ser obtida pela integração do perfil de velocidade através do tubo. Como o escoamento é simétrico em relação à linha de centro, a velocidade é constante em pequenos elementos de áreas consistindo em anéis de raio r e espessura dr. Então,

$$Q = \int u\, dA = \int_{r=0}^{r=R} u(r)2\pi r\, dr = 2\pi V_c \int_0^R \left[1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2\right] r\, dr$$

ou

$$Q = \frac{\pi R^2 V_c}{2}$$

Por definição, a velocidade média é a vazão volumétrica dividida pela área da seção transversal $V = Q/A = Q/\pi R2$. Logo, utilizando essa expressão para velocidade da linha de centro, a velocidade média e a vazão volumétrica podem ser escritas, respectivamente, como

$$V = \frac{\pi R^2 V_c}{2\pi R^2} = \frac{V_c}{2} = \frac{\Delta p D^2}{32\mu\ell}$$

e

$$Q = \frac{\pi D^4 \Delta p}{128\mu\ell}$$

que é a Eq. 14.4. Esse tipo de escoamento é denominado *escoamento Hagen-Poiseuille*, e a Eq. 14.4 é normalmente chamada *lei de Poiseuille*.

14.4 Escoamento Turbulento Completamente Desenvolvido

Nas seções anteriores foram discutidas várias características de escoamento do tipo laminar completamente desenvolvido em tubo. Na maioria das situações práticas, a combinação de propriedades do fluido (massa específica e viscosidade), diâmetro do tubo e vazão é tal que o escoamento é turbulento ao invés de laminar. Portanto, é necessário obter informações relevantes sobre o escoamento turbulento em tubos.

14.4.1 Transição de Escoamento Laminar para Turbulento em Tubos

Escoamentos são classificados como laminares ou turbulentos. Para toda geometria de escoamento, existe um parâmetro adimensional (ou mais de um) cujo valor define o tipo de escoamento. Se o valor do parâmetro for menor que um certo valor numérico, o escoamento é laminar, se for maior, o escoamento é turbulento. Para escoamento em tubos, esse parâmetro é o número de Reynolds. O valor do número de Reynolds deve ser menor que aproximadamente 2100 a 2300 para escoamento laminar e maior que aproximadamente 4000 para escoamento turbulento.

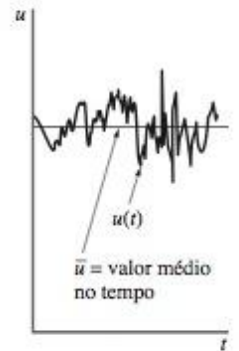



Figura 14.5 Flutuações turbulentas e velocidade média no tempo.

Um esboço típico da componente axial da velocidade, $u = u(t)$, medida em uma dada posição no escoamento turbulento no tubo é mostrado na Fig. 14.5. Sua natureza irregular e aleatória é a característica diferenciada dos escoamentos turbulentos. Características importantes do escoamento (queda de pressão, transferência de calor, etc.) dependem consideravelmente da existência e da natureza das flutuações ou da aleatoriedade da turbulência indicadas.

Por exemplo, o desempenho de processos de mistura e de processos de transferência de calor e de massa melhora consideravelmente com escoamento turbulento em comparação com o escoamento laminar. Todos estamos familiarizados com o movimento do tipo "giratório" e circular da água ao ser aquecida em uma panela sobre um fogão (mesmo não estando a água em ebulição). Essa mistura aleatória de tamanho finito é muito efetiva no transporte de energia e massa através do fluido, aumentando assim as várias taxas envolvidas. O escoamento laminar, por outro lado, pode ser imaginado como partículas de fluido bem pequenas, mas de tamanho finito escoando suavemente em camadas, uma sobre a outra. A aleatoriedade e a mistura aparecem apenas na escala molecular e resultam em taxas relativamente pequenas de transferência de calor, de massa e de momento.

V14.2 Turbulência em um vaso

14.4.2 PERFIL DE VELOCIDADE EM ESCOAMENTO TURBULENTO

Embora um volume considerável de informações sobre perfis de velocidade em escoamento turbulento tenha sido obtido através da análise dimensional, de experimentos e de trabalhos teóricos semi-empíricos, ainda não há uma expressão aplicável de forma geral aos perfis de velocidade em escoamentos turbulentos.

lei de potência do perfil de velocidade

Uma correlação freqüentemente utilizada (e relativamente fácil de usar) é a ***lei de potência empírica do perfil de velocidade***

$$\frac{\bar{u}}{V_c} = \left(1 - \frac{r}{(D/2)}\right)^{1/n} \qquad \text{(escoamento turbulento)} \qquad (14.10)$$

onde $\bar{u}$ é a velocidade média no tempo a uma distância r da linha de centro do tubo (veja Fig. 14.5) e V_c é a velocidade na linha de centro. Nessa representação, o valor de n é uma função do número de Reynolds, com valores típicos entre $n = 6$ e $n = 10$. Perfis de velocidade típicos em escoamentos turbulentos baseados nessa representação da lei de potência são mostrados na Fig. 14.6. Observe que os perfis em escoamentos turbulentos são mais "achatados" que os laminares.

V14.3 Perfis de velocidade laminar/turbulento

Observe também que o gradiente de velocidade, du/dy, na parede é muito maior do que no escoamento laminar. Logo, a tensão de cisalhamento é muito maior no escoamento turbulento do que no laminar.

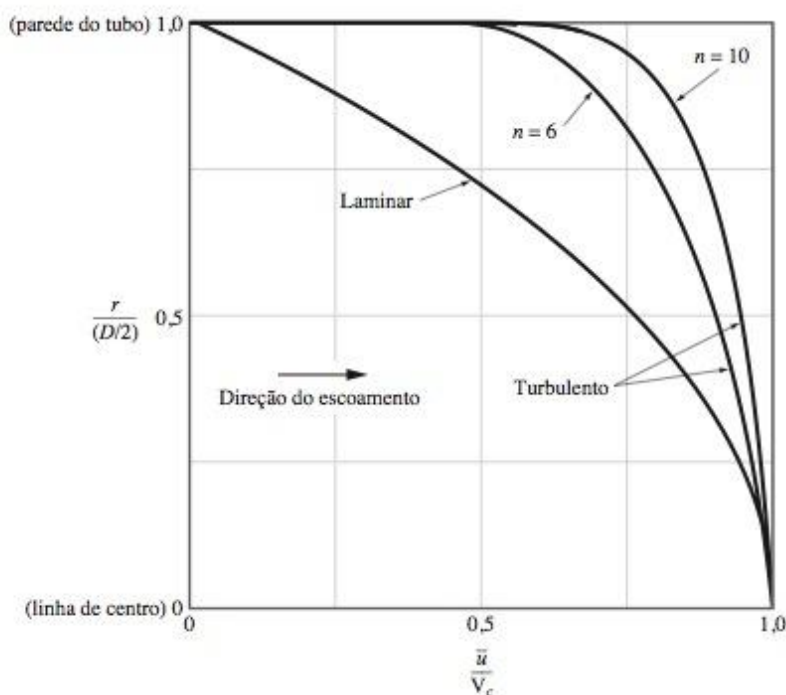



Figura 14.6 Perfis de velocidade para escoamentos típicos laminar e turbulento em tubos.

14.5 Perda de Carga em Escoamento em Tubos

A maioria das análises de escoamento turbulento em tubo é baseada em fórmulas experimentais ou semi-empíricas, com os dados convenientemente representados na forma adimensional. É freqüentemente necessário determinarmos a perda de carga, h_L, que ocorre no escoamento em um tubo de modo que a equação de energia mecânica, Eq. 12.5, possa ser utilizada na análise de problemas de escoamento em dutos. Conforme mostrado na Fig. 14.1, um sistema típico de tubos consiste em vários segmentos retilíneos de tubos intercalados com vários tipos de componentes (válvulas, curvas, etc.). A perda de carga global no sistema de dutos consiste na perda de carga devida aos efeitos viscosos nos segmentos retilíneos, denominada ***perdas normais***, e representada por $h_{L\,nor}$, e a perda de carga nos vários componentes, denominada ***perdas localizadas*** e representada por $h_{L\,loc}$. Isto é,

perda normal
perda localizada

$$h_L = h_{L\,\text{nor}} + h_{L\,\text{loc}}$$

As designações de "nor" e "loc" não refletem necessariamente a importância relativa de cada tipo de perda. Para um sistema de dutos contendo muitos componentes e um comprimento relativamente pequeno dos tubos, as perdas localizadas podem realmente ser maiores do que as perdas normais.

14.5.1 Perdas Normais

As perdas normais são associadas aos efeitos de atrito (viscosos) à medida que o fluido escoa através de um tubo reto e pode ser representada em forma de função como

$$h_{L\,\text{nor}} = F(\text{V}, D, \ell, \varepsilon, \mu, \rho)$$

onde V é a velocidade média, ℓ é o comprimento do tubo, D é o diâmetro do tubo e ε é um comprimento que caracteriza a rugosidade da parede do tubo. Embora as perdas de carga ou quedas de pressão no escoamento laminar em tubos sejam independentes da rugosidade do tubo (por exemplo, a rugosidade do tubo não aparece na Eq. 14.4), é necessário incluir esse parâmetro quando consideramos escoamento turbulento. A relação entre a perda de carga e outras variáveis físicas pode ser representada por

$$h_{L\,\text{nor}} = f\frac{\ell}{D}\frac{\text{V}^2}{2g} \qquad (14.11)$$

onde f é denominado ***fator de atrito***. A Eq. 14.11 é denominada *equação de Darcy-Weisbach*. O fator de atrito adimensional, f, é uma função de outros dois termos adimensionais — o número de Reynolds baseado no diâmetro do tubo, $Re = \rho \text{V}D/\mu$, e a ***rugosidade relativa,*** ε/D. Isto é, $f = f(Re, \varepsilon/D)$. Conforme visto na Eq. 14.11, a perda de carga em um tubo reto é proporcional ao fator de atrito, f, à razão comprimento-diâmetro, ℓ/D, e à velocidade de carga, $\text{V}^2/2g$.

fator de atrito
rugosidade relativa

A Fig. 14.7 mostra a dependência determinada experimentalmente de f em função de Re e ε/D. Este gráfico é chamado de ***diagrama de Moody.*** Valores típicos de rugosidade, ε, para várias superfícies de tubos novos e limpos são fornecidos na Tabela 14.1.

diagrama de Moody

TABELA 14.1 Rugosidade Equivalente para Tubos Novos

	Rugosidade equivalente, ε	
Tubo	Pés	Milímetros
Aço rebitado	0,003-0,03	0,9-9,0
Concreto	0,001-0,01	0,3-3,0
Tubo de aduelas de madeira	0,0006-0,003	0,18-0,9
Ferro fundido	0,00085	0,26
Ferro galvanizado	0,0005	0,15
Aço comercial ou aço d	0,00015	0,045
Tubo estirado	0,000005	0,0015
Plástico, vidro	0,0 (liso)	0,0 (liso)

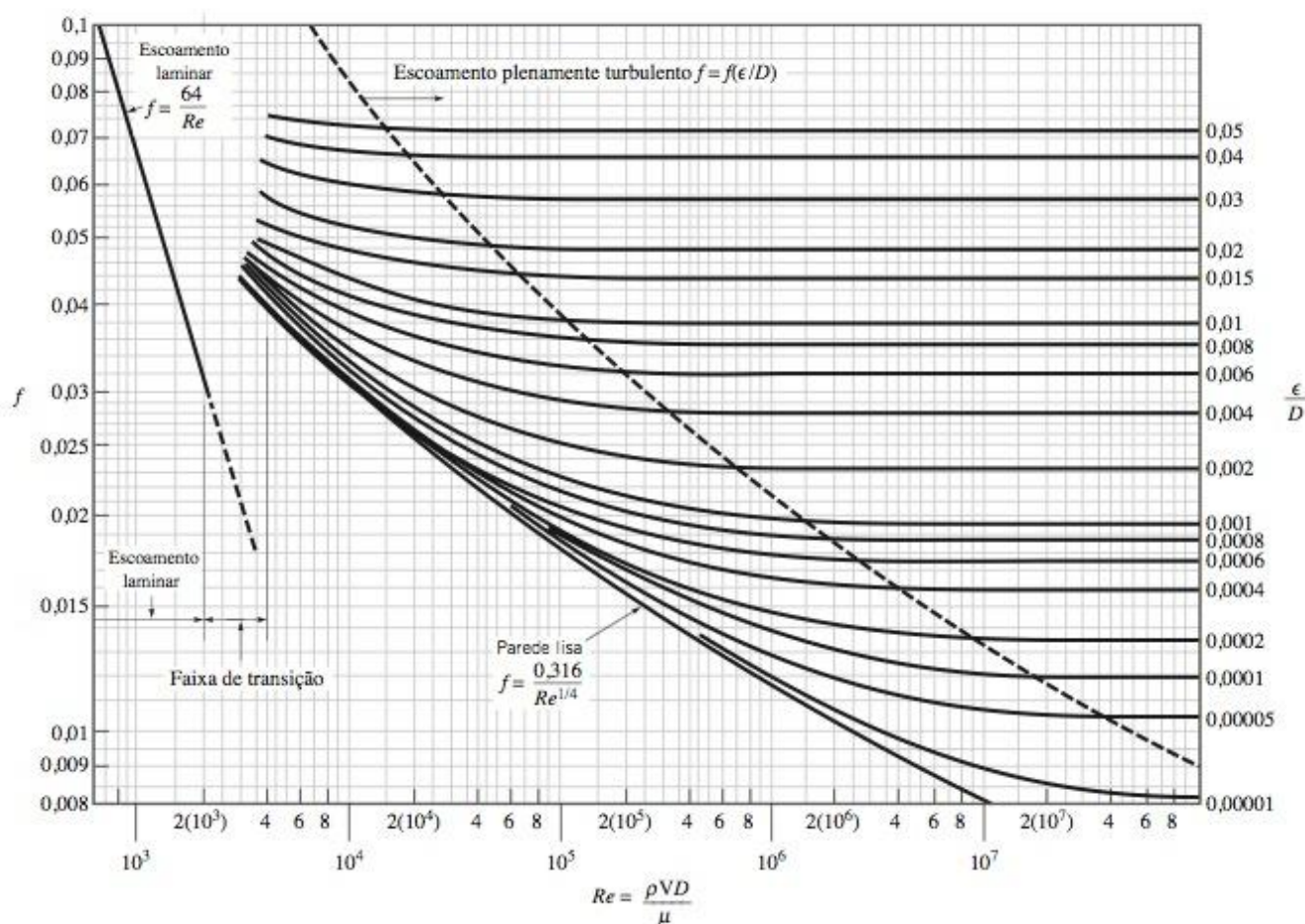



Figura 14.7 Fator de atrito como uma função do número de Reynolds e da rugosidade relativa para tubos circulares — diagrama de Moody.

As seguintes características são observadas a partir dos dados da Fig. 14.7. Para escoamento laminar, o fator de atrito é independente da rugosidade relativa e é uma função apenas do número de Reynolds:

$$f = 64/Re \qquad (\text{laminar}, Re < 2100) \tag{14.12}$$

escoamento plenamente turbulento

Para ***escoamento plenamente turbulento***, onde o número de Reynolds é relativamente elevado, o fator de atrito é independente do número de Reynolds e é uma função apenas da rugosidade relativa: $f = f(\varepsilon/D)$.

Uma inspeção da Fig. 14.7 também indica que entre os regimes de escoamento laminar e escoamento plenamente turbulento o fator de atrito depende do número de Reynolds e da rugosidade relativa.

Para toda a faixa de escoamento turbulento, os fatores de atrito podem ser obtidos a partir do diagrama de Moody ou avaliados utilizando-se a ***fórmula de Colebrook***

fórmula de Colebrook

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2{,}0 \log\left(\frac{\varepsilon/D}{3{,}7} + \frac{2{,}51}{Re\sqrt{f}}\right) \qquad (\text{turbulento}) \tag{14.13}$$

que é um ajuste empírico dos dados do escoamento em tubos. Para tubos ***hidraulicamente lisos*** ($\varepsilon = 0$) o fator de atrito é dado pela ***fórmula de Blausius***

fórmula de Blasius

$$f = 0{,}316/Re^{1/4} \qquad (\text{turbulento}, \varepsilon = 0) \tag{14.14}$$

Exemplo 14.1

Escoamento Turbulento em Tubos – Fatores de Atrito

Ar em condições padrão escoa através de uma seção horizontal de um tubo estirado de 4 mm de diâmetro com uma velocidade média V = 50 m/s. Determine a queda de pressão em 0,1 mm de comprimento de tubo.

Solução

Dados: Ar em condições padrão escoa através de uma seção horizontal de um tubo estirado com uma velocidade especificada.

Determinar: A queda de pressão.

Hipóteses:

1. O ar é modelado como um fluido incompressível com uma massa específica $\rho = 1{,}23$ kg/m^3 e uma viscosidade $\mu = 1{,}79 \times 10^{-5}$ N · s/m^2 (veja Apêndice FM-1).
2. O escoamento é completamente desenvolvido e estacionário.
3. As perdas localizadas são nulas uma vez que estamos considerando apenas uma porção reta do tubo.

Análise: A equação da energia mecânica, Eq. 12.15, para esse escoamento pode ser escrita como

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_L \tag{1}$$

onde os pontos (1) e (2) estão localizados no interior do tubo a uma distância de 0,1 m entre eles.

Como a massa específica e a área da seção do tubo são constantes, o balanço de massa fornece $V_1 = V_2$. Além disso, o tubo é horizontal, logo $z_1 = z_2$. Da Eq. 14.11, $h_L = f(\ell/D)(V^2/2g)$. Então, com $\Delta p = p_1 - p_2$, a Eq. 1 torna-se

$$\Delta p = \gamma h_L = \rho g\, h_L = f\frac{\ell}{D}\frac{1}{2}\rho V^2 \tag{2}$$

Utilizando os dados fornecidos, o número de Reynolds é

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{(1{,}23\ \text{kg/m}^3)(50\ \text{m/s})(0{,}004\ \text{m})}{1{,}79 \times 10^{-5}\ \text{N}\cdot\text{s/m}^2}\left|\frac{1\ \text{N}}{1\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}\right| = 13.700$$

que indica escoamento turbulento.

❶ Para escoamento turbulento, $f = f(Re, \varepsilon/D)$ onde, da Tabela 14.1, $\varepsilon = 0{,}0015$ mm tal que $\varepsilon/D = 0{,}0015$ mm/4,0 mm = 0,000375. Do diagrama de Moody (Fig. 14.7) com $Re = 1{,}37 \times 10^4$ e $\varepsilon/D = 0{,}000375$, obtemos $f = 0{,}028$. Então, da Eq. 2

$$\Delta p = f\frac{\ell}{D}\frac{1}{2}\rho V^2 = (0{,}028)\frac{(0{,}1\ \text{m})}{(0{,}004\ \text{m})}\frac{1}{2}(1{,}23\ \text{kg/m}^3)(50\ \text{m/s})^2\left|\frac{1\ \text{N}}{1\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}\right|\left|\frac{1\ \text{kPa}}{10^3\ \text{N/m}^2}\right|$$

ou

$$\Delta p = 1{,}076\ \text{kPa} \quad \triangleleft$$

❶ Um método alternativo para se determinar o fator de atrito para um escoamento turbulento poderia ser o uso da fórmula de Colebrook, Eq. 14.13. Portanto,

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2{,}0\log\left(\frac{\varepsilon/D}{3{,}7} + \frac{2{,}51}{Re\sqrt{f}}\right) = -2{,}0\log\left(\frac{0{,}000375}{3{,}7} + \frac{2{,}51}{1{,}37 \times 10^4\sqrt{f}}\right)$$

ou

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2{,}0\log\left(1{,}01 \times 10^{-4} + \frac{1{,}83 \times 10^{-4}}{\sqrt{f}}\right)$$

Uma solução iterativa simples dessa equação fornece $f = 0{,}0291$, que está de acordo (dentro da precisão de leitura do gráfico) com o diagrama de Moody com $f = 0{,}028$.

14.5.2 PERDAS LOCALIZADAS

As perdas devidas aos componentes dos sistemas de tubos (outros que não sejam o tubo reto) são denominadas perdas localizadas e são fornecidas em função do ***coeficiente de perda,*** adimensional, K_L, como

coeficiente de perda

$$h_{L\,\text{loc}} = K_L \frac{V^2}{2g} \tag{14.15}$$

Valores numéricos dos coeficientes de perda para vários componentes (joelhos, válvulas, entradas, etc.) são determinados experimentalmente.

Muitos sistemas de tubos contêm várias seções de transição nas quais o diâmetro do tubo varia de um tamanho para outro. Qualquer variação na área de escoamento contribui com perdas que não são levadas em conta pelo fator de atrito. Os casos extremos envolvem o escoamento no interior de um tubo a partir de um reservatório (uma entrada) ou a saída de um tubo em um reservatório (uma saída). Alguns coeficientes de perda para escoamentos em entradas e saídas são mostrados na Fig. 14.8.

Outra categoria importante de componentes de sistemas de dutos é a das conexões comercialmente disponíveis como joelhos, tês, redutores, válvulas e filtros. Os valores de K_L para esses componentes dependem predominantemente do formato do componente e um pouco do número de Reynolds nos escoamentos comumente com *Re* elevados. Logo, o coeficiente de perda para um joelho de 90° depende de as conexões do tubo serem rosqueadas ou flangeadas, mas, dentro da precisão dos dados, é bastante independente do diâmetro do tubo, da vazão ou das propriedades do fluido — isto é, independente do número de Reynolds. Valores típicos de K_L para tais componentes são fornecidos na Tabela 14.2.

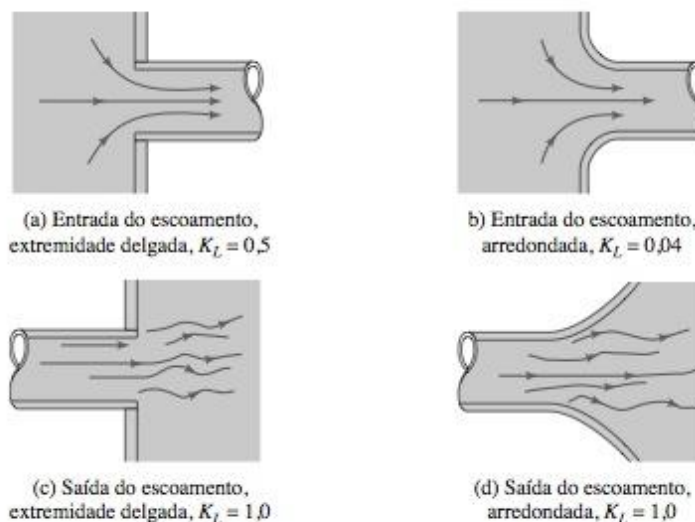



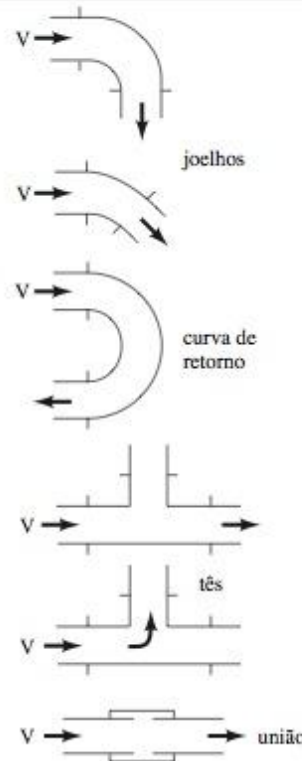
Figura 14.8 Valores do coeficiente de perda para escoamentos típicos na entrada e na saída.

14.6 EXEMPLOS DE ESCOAMENTO EM TUBOS

Nas seções anteriores deste capítulo discutimos conceitos relativos ao escoamento em tubos. A finalidade desta seção é aplicar esses conceitos às soluções de vários problemas práticos. A natureza do procedimento da solução de problemas de escoamento em tubos pode depender muito de quais dos vários parâmetros são parâmetros independentes (os "dados") e de qual é o parâmetro dependente (a "determinar"). Os dois tipos mais comuns de problemas são discutidos a seguir.

Tabela 14.2 Coeficiente de Perda para Componentes de Tubos $\left(h_L = K_L \dfrac{V^2}{2g}\right)$

Componente	K_L
a. Joelhos	
Regular 90°, flangeados	0,3
Regular 90°, rosqueados	1,5
Raio longo 90°, flangeados	0,2
Raio longo 90°, rosqueados	0,7
Raio longo 45°, flangeados	0,2
Regular 45°, rosqueados	0,4
b. Curva de retorno 180°	
Curva de retorno 180°, flangeada	0,2
Curva de retorno 180°, rosqueada	1,5
c. Tês	
Linha de escoamento, flangeada	0,2
Linha de escoamento, rosqueada	0,9
Ramo do escoamento, flangeado	1,0
Ramo do escoamento, rosqueado	2,0
d. União rosqueada	0,08
e. Válvulas	
Globo, totalmente aberta	10
Gaveta, totalmente aberta	2
Comporta, totalmente aberta	0,15
Válvula esférica totalmente aberta	0,05

V
joelhos
curva de retorno
tês
união

Nos problemas do Tipo I especificamos a vazão volumétrica ou a velocidade média desejada e queremos determinar a diferença de pressão necessária, a altura de carga adicionada por uma bomba, a altura de carga removida por uma turbina, ou a perda de carga. Por exemplo, se uma vazão volumétrica de 2,0 gal/min for necessária para uma lava-louças que está conectada a um aquecedor de água por um dado sistema de tubos, qual é a pressão necessária no aquecedor de água? Nos problemas do Tipo II especificamos a pressão a ser aplicada (ou, de forma alternativa, a perda de carga) e determinamos a vazão volumétrica. Por exemplo, quantos gal/min de água quente são fornecidos para a lava-louças se a pressão no aquecedor de água for 60 psi e as características do sistema de dutos (comprimento, diâmetro, rugosidade, número de curvas, etc.) forem especificadas?

Exemplo 14.2

Queda de Pressão com Perdas Normais/Localizadas (Problema do Tipo I)

Água a 60°F (ρ = 1,94 slug/ft^3 e $\mu = 2{,}34 \times 10^{-5}$ lbf · s/ft^2) escoa do subsolo para o segundo piso através de um tubo de cobre recozido de 0,75 in (0,0625 ft) de diâmetro com uma vazão volumétrica Q = 12,0 gal/min = 0,0267 ft^3/s e sai através de uma torneira de 0,50 in de diâmetro, conforme mostrado na Fig. E14.2. Determine a pressão no ponto (1) se as perdas normais e localizadas forem incluídas.

Solução

Dados: Água com as propriedades especificadas escoa com uma dada vazão através de um encanamento contendo seções retilíneas de tubos e vários acessórios.

Determinar: A pressão na extremidade a montante do sistema de encanamento.

Esquema e Dados Fornecidos:

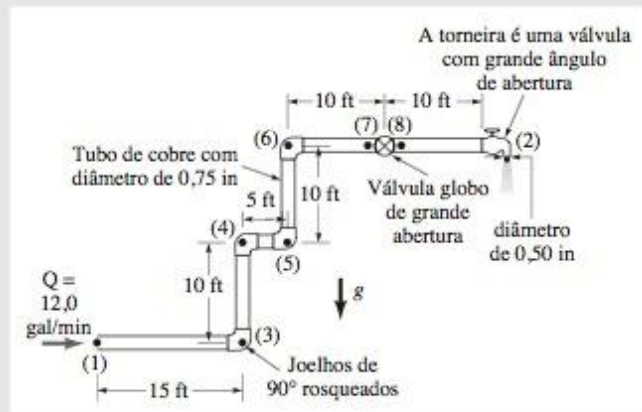



Figura E14.2

Hipóteses:

1. A água é modelada como um fluido incompressível.

2. O escoamento é estacionário e completamente desenvolvido nas seções retilíneas do tubo.

3. A água escoa da torneira como um jato livre a pressão atmosférica.

***Análise*:** Como a velocidade no tubo é dada por $V_1 = Q/A_1 = Q/(\pi D^2/4) = (0{,}0267\ \text{ft}^3/\text{s})/[\pi(0{,}0625\ \text{ft})^2/4] = 8{,}70$ ft/s, segue que

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{(1{,}94\ \text{slug/ft}^3)(8{,}70\ \text{ft/s})(0{,}0625\ \text{ft})}{(2{,}34 \times 10^{-5}\ \text{lbf} \cdot \text{s/ft}^2)} \left| \frac{1\ \text{lbf}}{1\ \text{slug} \cdot \text{ft/s}^2} \right|$$
$$= 45.000$$

Logo, o escoamento é turbulento, então a equação de descrição é da forma da equação da energia mecânica (Eq. 12.15).

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_L$$

onde $z_1 = 0$, $z_2 = 20$ ft, $p_2 = 0$ (manométrica), $\gamma = \rho g = 62{,}4$ lbf/ft³. A velocidade da corrente de água na saída da torneira é $V_2 = Q/A_2 = (0{,}0267\ \text{ft}^3/\text{s})/[\pi(0{,}50/12)^2\text{ft}^2/4] = 19{,}6$ ft/s. Resolvendo para p_1

❶
$$p_1 = \gamma z_2 + \frac{1}{2}\rho(V_2^2 - V_1^2) + \gamma h_L \tag{1}$$

Se as perdas fossem apenas as perdas normais, a perda de carga seria

$$h_L = f \frac{\ell}{D} \frac{V_1^2}{2g}$$

Da Tabela 14.1, a rugosidade para um tubo de cobre de 0,75 in de diâmetro (cobre recozido) é $\varepsilon = 0{,}000005$ ft, logo $\varepsilon/D = 8 \times 10^{-5}$. Com ε/D e o número de Reynolds calculado ($Re = 45.000$), o valor de f é obtido do diagrama de Moody como $f = 0{,}0215$. Observe que a equação de Colebrook (Eq. 14.13) forneceria o mesmo valor de f. O comprimento total do tubo é $\ell = (15 + 10 + 5 + 10 + 20)\text{ft} = 60$ ft e a Eq. 1 fornece

$$p_1 = \gamma z_2 + \frac{1}{2}\rho(V_2^2 - V_1^2) + \rho f \frac{\ell}{D} \frac{V_1^2}{2}$$
$$= (62{,}4\ \text{lbf/ft}^3)(20\ \text{ft}) + \frac{1{,}94\ \text{slug/ft}^3}{2}\left[\left(19{,}6\ \frac{\text{ft}}{\text{s}}\right)^2 - \left(8{,}70\ \frac{\text{ft}}{\text{s}}\right)^2\right] \left| \frac{1\ \text{lbf}}{1\ \text{slug} \cdot \text{ft/s}^2} \right|$$
$$+ (1{,}94\ \text{slug/ft}^3)(0{,}0215)\left(\frac{60\ \text{ft}}{0{,}0625\ \text{ft}}\right)\frac{(8{,}70\ \text{ft/s})^2}{2} \left| \frac{1\ \text{lbf}}{1\ \text{slug} \cdot \text{ft/s}^2} \right|$$

❷
$$= (1248 + 299 + 1515)\ \text{lbf/ft}^2 = 3062\ \text{lbf/ft}^2 \quad \text{(manométrica)}$$

ou

$$p_1 = 21{,}3 \text{ psi}$$

Se as perdas normais *e* as localizadas fossem incluídas, a Eq. 1 seria

$$p_1 = \gamma z_2 + \frac{1}{2}\rho(V_2^2 - V_1^2) + f\gamma\frac{\ell}{D}\frac{V_1^2}{2g} + \sum \rho K_L \frac{V_1^2}{2}$$

A soma dos três primeiros termos, que levam em conta a variação de elevação, a variação de energia cinética e as perdas normais, foi avaliada como 21,3 psi. O último termo leva em conta as perdas localizadas. Dessa forma,

$$p_1 = 21{,}3 \text{ psi} + \sum \rho K_L \frac{V_1^2}{2} \tag{2}$$

Os coeficientes de perdas dos componentes ($K_L = 1{,}5$ para cada curva, $K_L = 10$ para o registro de globo aberto, $K_L = 2$ para o registro de gaveta aberto) são obtidos na Tabela 14.2. Então,

$$\sum \rho K_L \frac{V_1^2}{2} = (1{,}94 \text{ slug/ft}^3)\frac{(8{,}70 \text{ ft/s})^2}{2}[10 + 4(1{,}5) + 2]\left|\frac{1 \text{ lbf}}{1 \text{ slug} \cdot \text{ft/s}^2}\right|$$

$$= 1321 \text{ lbf/ft}^2\left|\frac{1 \text{ ft}^2}{144 \text{ in}^2}\right| = 9{,}17 \text{ psi} \tag{3}$$

Combinando as Eqs. 2 e 3, obtemos a queda de pressão total como

$$p_1 = (21{,}3 + 9{,}17) \text{ psi} = 30{,}5 \text{ psi} \quad \text{(manométrica)} \triangleleft$$

❶ As perdas desempenham um importante papel na análise do escoamento através de um sistema de tubos. Neste exemplo, um cálculo simples revela que se todas as perdas fossem desprezadas (isto é, $f = 0$ e $\Sigma K_L = 0$) a pressão seria $p_1 = \gamma z_2 + \rho(V_2^2 - V_1^2)/2 = 10{,}7$ psi. Isso se compara com o valor de $p_1 = 30{,}5$ psi que foi calculado incluindo as perdas normais e as localizadas. Então, torna-se evidente que desprezar as perdas para esse tipo de problema poderia conduzir a erros significativos.

❷ Uma vez que utilizamos a pressão manométrica no ponto (2) (isto é, $p_2 = 0$), o resultado de p_1 também é uma pressão manométrica.

EXEMPLO 14.3

ESCOAMENTO EM TUBO COM BOMBAS (PROBLEMA DO TIPO I)

Óleo cru a 140°F com $\gamma = 53{,}7$ lbf/ft³, $\rho = 1{,}67$ slug/ft³, e $\mu = 8 \times 10^{-5}$ lbf · s /ft² (aproximadamente quatro vezes a viscosidade da água) é bombeado atravessando o Alasca através do oleoduto transalasquiano, com 799 milhas de comprimento, em tubo de aço de 4 ft de diâmetro, com uma vazão máxima Q = 2,4 milhões de barris por dia = 117 ft³/s, ou $V = Q/A = 9{,}31$ ft/s. Determine a energia adicionada ao fluido pela bomba para esse grande sistema.

Solução

Dados: Óleo, com propriedades especificadas, é bombeado através de um longo oleoduto de diâmetro constante com uma dada vazão volumétrica.

Determinar: A energia adicionada ao fluido pela bomba.

Esquema e Dados Fornecidos:

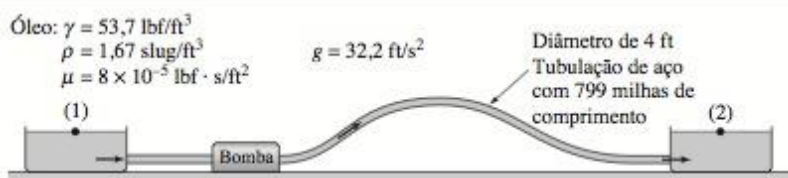



Figura E14.3

Hipóteses:

1. O óleo é modelado como um fluido incompressível com as propriedades fornecidas no enunciado do problema.
2. O escoamento é estacionário e completamente desenvolvido.
3. O óleo é bombeado de um grande tanque aberto ao nível do mar no início do oleoduto para outro grande tanque aberto ao nível do mar na outra extremidade.
4. Como os diâmetros dos tanques são muito grandes comparados com os diâmetros dos tubos, as velocidades em (1) e (2), V_1 e V_2 são muito menores do que a velocidade V no interior do tubo e podem ser desprezadas.
5. ❶ Como a razão entre o comprimento e o diâmetro do tubo é extremamente elevada, as perdas localizadas serão desprezadas em comparação com as normais (atrito) no tubo.

Análise: A partir da equação da energia mecânica (Eq. 12.15), obtemos

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + h_p = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_L \tag{1}$$

onde os pontos (1) e (2) representam posições dentro dos grandes tanques nas extremidades da linha. A altura de carga da bomba, $hp = \dot{W}_p/\dot{m}g$, é a altura de carga fornecida ao óleo pela bomba; $\dot{W}_p$ é a potência fornecida pela bomba para o óleo. Observe que $h_p > 0$ $\dot{W}_p > 0$. A bomba adiciona altura de carga (energia mecânica) ao fluido. Com $z_1 = z_2$ (bombeamento de um ponto ao nível do mar para outro ponto ao nível do mar), $p_1 = p_2$ e $V_1 = V_2$ (tanques grandes abertos) e $h_L = h_{L_{nor}} = (f\ell/D)(V^2/2g)$, a Eq. 1 torna-se

$$h_p = h_L = f\frac{\ell}{D}\frac{V^2}{2g} \tag{2}$$

Da Tabela 14.1, $\varepsilon = 0{,}00015$ ft logo $\varepsilon/D = (0{,}00015 \text{ ft}/4 \text{ ft}) = 3{,}75 \times 10^{-5}$. Utilizando os valores conhecidos,

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{(1{,}67 \text{ slug/ft}^3)(9{,}31 \text{ ft/s})(4 \text{ ft})}{8 \times 10^{-5} \text{ lbf} \cdot \text{s/ft}^2}\left|\frac{1 \text{ lbf}}{1 \text{ slug} \cdot \text{ft/s}^2}\right|$$
$$= 7{,}76 \times 10^5$$

Logo, por inspeção da Fig. 14.7, o fator de atrito é $f = 0{,}0125$, então a Eq. 2 fornece

$$h_p = 0{,}0125\left(\frac{799 \text{ milhas}}{4 \text{ ft}}\right)\left|\frac{5280 \text{ ft}}{\text{milha}}\right|\frac{(9{,}31 \text{ ft/s})^2}{2(32{,}2 \text{ ft/s}^2)}$$
$$= 17.700 \text{ ft}$$

Com a Eq. 12.16, a potência necessária é $\dot{W}_p = \gamma Q h_p$, ou

❷
$$\dot{W}_p = \left(53{,}7\,\frac{\text{lbf}}{\text{ft}^3}\right)\left(117\,\frac{\text{ft}^3}{\text{s}}\right)(17.700 \text{ ft})\left|\frac{1 \text{ hp}}{550 \text{ ft} \cdot \text{lb/s}}\right|$$
$$= 202.000 \text{ hp}$$

❶ Uma indicação de importância relativa das perdas de carga normais e localizadas pode ser notada considerando a razão, $h_{L\text{normais}}/h_{L\text{localizadas}} = [(f\ell/D)V^2/2g]/[K_L V^2/2g] = (f\ell/D)/K_L$, que é diretamente proporcional à razão entre o comprimento e o diâmetro do tubo. Para o oleoduto transalasquiano, $\ell/D = (799 \text{ mi})|5280 \text{ ft/mi}|/(4\text{ft}) = 1{,}05 \times 10^6 >> 1$, então é razoável desprezar as perdas de carga localizadas.

❷ Há diversas razões para que não seja prático movimentar o óleo com uma única bomba desse tamanho. Primeiro, não existem bombas desse porte. Segundo, se a bomba fosse localizada próxima ao tanque no início do oleoduto, a aplicação de energia mecânica da saída da bomba para a extremidade do oleoduto mostraria que a pressão na saída da bomba deveria ser $p = \gamma h_L = (53{,}7 \text{ lbf/ft}^3)(17.700 \text{ ft})|1 \text{ ft}^2/144 \text{ in}^2| = 6600$ psi. Nenhum tubo de 4 ft de diâmetro poderia suportar essa pressão.

Para produzir o escoamento desejado, o sistema real contém 12 estações de bombeamento posicionadas em locais estratégicos ao longo do oleoduto. Cada estação contém quatro bombas, três das quais operam simultaneamente (a quarta é uma reserva em caso de emergência).

Problemas de escoamento em tubos nos quais se deseja determinar a vazão volumétrica para um dado conjunto de condições (problemas do Tipo II) precisam freqüentemente de técnicas de solução por tentativa-e-erro. Isto acontece porque é preciso conhecer o valor do fator de atrito para desenvolver os cálculos, mas o fator de atrito é uma função da velocidade desconhecida (vazão) em termos do número de Reynolds. O procedimento de solução é indicado no Exemplo 14.4.

EXEMPLO 14.4

VAZÃO EM DUTOS (PROBLEMA DO TIPO II)

De acordo com um fabricante de eletrodomésticos, o tubo de ventilação, de 4 in de diâmetro, de um secador de roupas não deve ter mais que 20 ft de comprimento de tubo e quatro curvas de 90°. Sob essas condições determine a vazão volumétrica de ar se o medidor de pressão dentro do secador indicar 0,20 polegada de coluna de água.

Considere que o peso específico e a viscosidade cinemática do ar são constantes e iguais a $\gamma = 0{,}0709$ lbf/ft^3 e $\nu = \mu/\rho = 1{,}79 \times 10^{-4}$ ft^2/s, respectivamente, e a rugosidade da superfície do tubo de ventilação é equivalente à do tubo galvanizado.

Solução

Dados: Ar aquecido, com propriedades especificadas, é forçado através de um duto de ventilação conectado a uma secadora de roupas. A pressão na secadora de roupas é conhecida.

Determinar: A vazão volumétrica do ar através do sistema de ventilação.

Esquema e Dados Fornecidos:

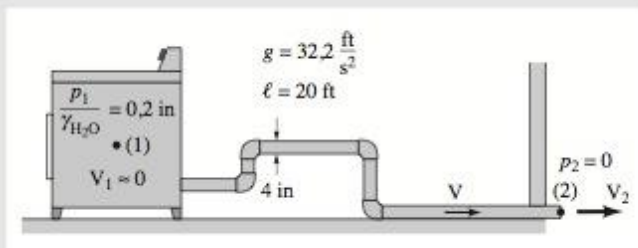



Figura E14.4

Hipóteses:

1. O ar é modelado como um fluido incompressível com propriedades dadas no enunciado do problema.
2. O escoamento é permanente e completamente desenvolvido nas seções retas do tubo.
3. O coeficiente de perda na entrada do tubo é 0,5 e 1,5 para cada curva.
4. A velocidade do ar dentro de uma secadora relativamente grande é muito menor que a velocidade dentro do tubo e pode ser desprezada.

Também a variação de altura entre (1) e (2) é ignorada.

Análise: A aplicação da equação da energia mecânica (Eq. 12.15) entre o interior da secadora, ponto (1), e a saída do tubo de ventilação, ponto (2), fornece

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_L \quad (1)$$

onde

$$h_L = f\frac{\ell}{D}\frac{V^2}{2g} + \sum K_L \frac{V^2}{2g}$$

Das considerações listadas acima, $z_1 = z_2$, $V_1 = 0$ e a velocidade, V, no tubo é igual à velocidade, V_2, na saída. Assim, a Eq. 1 torna-se

$$\frac{p_1}{\gamma} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V^2}{2g}\left[1 + f\frac{\ell}{D} + \sum K_L\right] \quad (2)$$

❶ Nessa expressão, $K_L = 0{,}5$ para a entrada e $K_L = 1{,}5$ para cada tubo.

Também, $p_2 = 0$ e $p_1/\gamma_{H_2O} = 0{,}2\text{in}$, ou

$$p_1 = (0{,}2 \text{ in})\left|\frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ in}}\right|(62{,}4 \text{ lbf/ft}^3) = 1{,}04 \text{ lbf/ft}^2$$

Então, com $\gamma = 0{,}0709$ lbf/ft³, a Eq. 1 torna-se

$$\frac{(1{,}04 \text{ lbf/ft}^2)}{(0{,}0709 \text{ lbf/ft}^3)} = \left[1 + f\frac{(20 \text{ ft})}{(\frac{4}{12} \text{ ft})} + 0{,}5 + 4(1{,}5)\right]\frac{V^2}{2(32{,}2 \text{ ft/s}^2)}$$

ou

$$945 \text{ ft}^2/\text{s}^2 = (7{,}5 + 60f)V^2 \tag{3}$$

com V em ft/s.

O valor de f é dependente de Re, que por sua vez depende de V, uma incógnita. Com $\nu = \mu/\rho = 1{,}79 \times 10^{-4}$ ft²/s, obtemos

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{(\frac{4}{12} \text{ ft})V}{1{,}79 \times 10^{-4} \text{ ft}^2/\text{s}}$$

ou

$$Re = (1869 \text{ s/ft})V \tag{4}$$

Também, como $\varepsilon/D = (0{,}0005 \text{ ft})/(4/12 \text{ ft}) = 0{,}0015$ (ver Tabela 14.1 para o valor de ε), sabemos qual curva da carta de Moody é pertinente ao escoamento. Logo, temos três relações [Eqs. 3,4 e a curva da carta de Moody de $\varepsilon/D = 0{,}0015$ (Fig. 14.7)] que podemos resolver para as três incógnitas f, Re e V. Isso é feito facilmente por um esquema iterativo como a seguir.

É geralmente mais simples admitir um valor de f, calcular Re da Eq. 4 e procurar o valor apropriado de f na carta de Moody para esse valor de Re. Se o f admitido e o novo f não forem iguais, a resposta obtida não está correta — não temos a solução das três equações. Embora os valores de f, V ou Re pudessem ser considerados como valores iniciais, é freqüentemente mais simples admitir um valor de f porque o valor correto recai geralmente em uma parte relativamente plana da carta de Moody para a qual f é quase independente de Re.

Logo, admitimos $f = 0{,}022$, aproximadamente o maior limite de Re para a rugosidade relativa fornecida. Da Eq. 3, obtemos

$$V = \left[\frac{945 \text{ ft}^2/\text{s}^2}{7{,}5 + 60(0{,}022)}\right]^{1/2} = 10{,}4 \text{ ft/s}$$

e, da Eq. 4,

$$Re = (1860 \text{ s/ft})(10{,}4 \text{ ft/s}) = 19.300$$

❷ Com esse Re e ε/D, a Fig. 14.7 fornece $f = 0{,}029$, que não é igual ao valor admitido $f = 0{,}022$ (embora seja próximo). Tentamos novamente, dessa vez com o novo valor obtido de $f = 0{,}029$, que fornece V = 10,1 ft/s e Re = 18.800. Com esses valores, a Fig. 14.7 fornece $f = 0{,}029$, que está de acordo com o valor admitido. Logo, a solução é V = 10,1 ft/s, ou

$$Q = AV = \frac{\pi}{4}(\tfrac{4}{12}\text{ft})^2(10{,}1 \text{ ft/s}) = 0{,}881 \text{ ft}^3/\text{s} \quad \triangleleft$$

Solução alternativa Observe que a necessidade do esquema iterativo é devida a uma das equações, $f = f(Re, \varepsilon/D)$, estar na forma gráfica (a carta de Moody). Se a dependência de f em Re e ε/D for conhecida na forma de equação, essa dependência gráfica é eliminada e a técnica de solução pode ser mais fácil. Para o escoamento turbulento, podemos usar a Equação de Colebrook ao invés da carta de Moody, embora isso também necessite normalmente de um esquema iterativo devido à complexidade da equação. Como mostrado a seguir, tal formulação é idealmente apropriada para uma solução iterativa computacional.

Mantemos as Eqs. 3 e 4 e utilizamos a equação de Colebrook (Eq. 14.3), ao invés da carta de Moody, com $\varepsilon/D = 0{,}0015$, para obtermos

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2{,}0 \log\left(\frac{\varepsilon/D}{3{,}7} + \frac{2{,}51}{Re\sqrt{f}}\right) = -2{,}0 \log\left(4{,}05 \times 10^{-4} + \frac{2{,}51}{Re\sqrt{f}}\right) \tag{5}$$

Da Eq. 3, temos V = [945/ (7,5 + 60f)]$^{1/2}$, que pode ser combinada com a Eq. 4 para fornecer

$$Re = \frac{57.200}{\sqrt{7{,}5 + 60f}} \tag{6}$$

A combinação das Eqs. 5 e 6 fornece uma única equação para a determinação de f

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2{,}0 \log\left(4{,}05 \times 10^{-4} + 4{,}39 \times 10^{-5}\sqrt{60 + \frac{7{,}5}{f}}\right) \tag{7}$$

Uma solução simples iterativa dessa equação fornece $f = 0{,}029$, de acordo com a solução que utilizou a carta de Moody.

❶ O coeficiente de perda na entrada é incluído porque ao ir de (1) para (2) o fluido entra no tubo a partir da secadora. O coeficiente de perda na saída não é incluído porque (2) está no tubo e, nessa localização, o fluido ainda tem a energia cinética que tinha no tubo ($V_2 = V$). Se o ponto (2) fosse externo ao tubo no ambiente ou no ar livre onde $V_2 = 0$, então seria apropriado incluir o coeficiente de perda na saída.

❷ Observe que perdas normais são importantes nesse exemplo devido à razão comprimento-diâmetro relativamente pequena: $\ell/D = 20/(4/12) = 60$. A razão entre as perdas localizadas e as normais nesse caso é $K_L/(f\ell/D) = 6{,}5/[0{,}029(60)] = 3{,}74$. As curvas e a entrada produzem consideravelmente mais perdas do que o tubo.

14.7 Medição de Vazão Volumétrica em Tubos

Os três dispositivos mais comuns utilizados para a medição instantânea de vazão volumétrica em tubos são o medidor de orifício, medidor de bocal e o medidor de Venturi, conforme mostrado nas Figs. 14.9 e 14.11. Cada um desses medidores opera baseado no princípio de que um decréscimo na área de escoamento no tubo causa uma elevação da velocidade que é acompanhada por um decréscimo de pressão. Correlações da diferença de pressão com a velocidade fornecem um meio de medição da vazão volumétrica.

Um medidor típico de orifício é construído inserindo-se entre dois flanges de um tubo uma placa plana com um furo, conforme mostrado na Fig. 14.9. Para fluidos incompressíveis entre as seções (1) e (2), o balanço de massa fornece

$$Q = A_1V_1 = A_2V_2$$

e a equação da energia mecânica é

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + h_L$$

Baseado nos resultados das seções anteriores deste capítulo, esperamos que haja uma queda de pressão entre as seções (1) e (2). Consideremos inicialmente o caso ideal onde $h_L = 0$. Para esse caso, as duas expressões anteriores combinadas fornecem Q_{ideal}, vazão volumétrica na ausência de irreversibilidades, como

$$Q_{ideal} = A_2V_2 = A_2\sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho(1 - \beta^4)}} \tag{14.16}$$

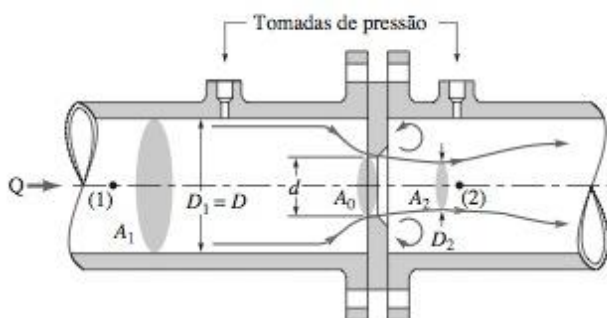



Figura 14.9 Construção típica de um medidor de orifício.

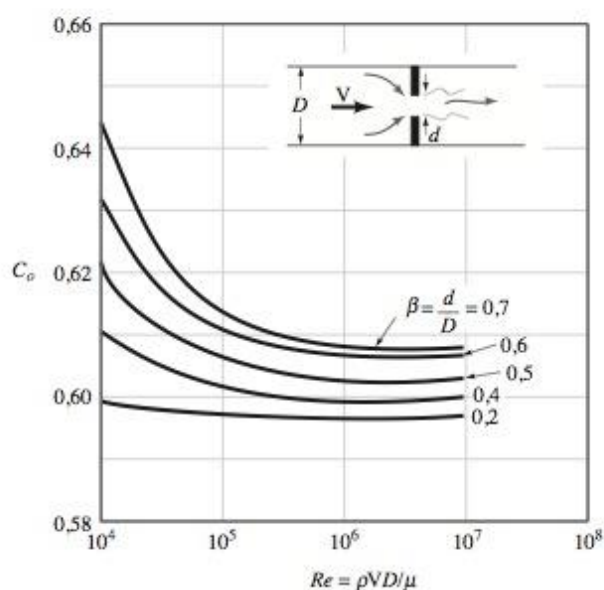



Figura 14.10 Coeficiente de descarga de um medidor de orifício.

onde $\beta = D_2/D_1$.

Poderíamos esperar que o efeito do atrito no interior do medidor reduzisse a vazão volumétrica em relação ao valor ideal fornecido pela Eq. 14.16, e esse é de fato o caso. Um *coeficiente de descarga do orifício*, C_0, baseado na área do orifício, A_0, da placa de orifício é utilizado para que os efeitos não ideais sejam considerados. Isto é,

$$Q = C_o A_o \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho(1 - \beta^4)}} \tag{14.17}$$

onde $A_0 = \pi d^2/4$. O valor de C_0 é uma função de $\beta = d/D$ e do número de Reynolds $Re = \rho VD/\mu$, onde $V = Q/A_1$. Valores típicos de C_0 são fornecidos na Fig. 14.10.

Como observado, dois outros tipos de medidores de escoamento (medidor de bocal e medidor de Venturi) que são baseados no mesmo princípio são mostrados na Fig. 14.11. A vazão volumétrica através desses medidores também é dada pela Eq. 14.17, mas os coeficientes de descarga são diferentes daqueles para o medidor de orifício. Como os medidores de bocal e o de Venturi são mais aerodinâmicos, os coeficientes de descarga são muito maiores, tendo valores típicos de aproximadamente 0,98.

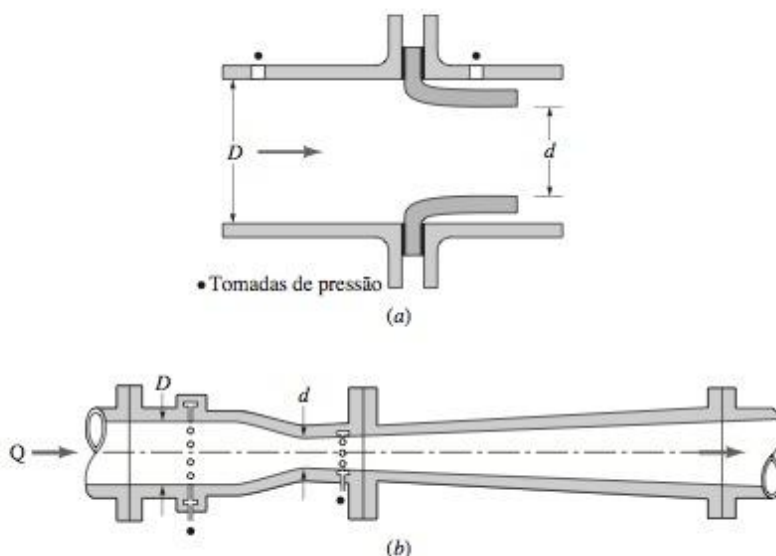



Figura 14.11 Medidores de vazão típicos: (a) medidor de bocal; (b) medidor do tipo Venturi.

Exemplo 14.5

Medidor de Orifício

Álcool etílico escoa através de uma tubulação de diâmetro $D = 60$ mm em uma refinaria. A perda de pressão através do orifício ($d = 30$ mm) utilizado para medir a vazão através da tubulação é $\Delta p = 4{,}0$ kPa. Determine a vazão volumétrica.

Solução

Dados: Diâmetros do orifício e da tubulação, perda de pressão e coeficientes de descarga do tubo (da Fig.14.10).

Determinar: A vazão volumétrica.

Hipóteses:

1. O álcool etílico é modelado como um fluido incompressível com $\rho = 789$ kg/m³ e $\mu = 1{,}19 \times 10^{-3}$ N · s/m² (ver Apêndice FM-1).
2. O escoamento se dá em regime permanente.
3. A equação do medidor de orifício, Eq. 14.17, se aplica.

Análise: O número de Reynolds pode ser representado em termos da vazão volumétrica, Q, como

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{4\rho Q}{\pi D \mu} = \frac{4(789\ \text{kg/m}^3)Q(\text{m}^3/\text{s})}{\pi(0{,}06\ \text{m})(1{,}19 \times 10^{-3}\ \text{N}\cdot\text{s/m}^2)}\left|\frac{1\ \text{N}}{1\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}\right|$$
$$= (1{,}41 \times 10^7\ \text{s/m}^3)Q \quad (1)$$

Também, $\beta = d/D = 30$ mm/60 mm $= 0{,}5$. Logo, da Eq. 14.17,

$$Q = C_o A_o \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho(1-\beta^4)}} = C_o \frac{\pi}{4}(0{,}03\ \text{m})^2 \sqrt{\frac{2(4 \times 10^3\ \text{N/m}^2)}{(789\ \text{kg/m}^3)(1 - 0{,}5^4)}}$$
$$= (0{,}00232\ \text{m}^3/\text{s})\, C_o \quad (2)$$

Como C_0 depende de *Re* (ver Fig. 14.10), que por sua vez depende da incógnita Q, uma solução do tipo tentativa e erro deve ser utilizada. Observe que esse tipo de problema é semelhante ao do escoamento em um tubo no qual a vazão não é conhecida com o fator de atrito, *f*, que depende do número de Reynolds na carta de Moody.

❶ É freqüentemente mais simples considerar um valor para C_0, calcular Q da Eq. 2, calcular *Re* da Eq. 1 e procurar o valor de C_0 na Fig. 14.10. Se o valor considerado de C_0 e o novo valor não estiverem de acordo, o valor considerado não está correto e o procedimento deve ser repetido com um novo valor para C_0.

Pode-se observar na Fig. 14.10 que um valor típico para C_0 quando $\beta = 0{,}5$ é 0,605. Logo, para nossa primeira tentativa consideramos que $C_0 = 0{,}605$, tal que, da Eq. 2,

$$Q = 0{,}00232(0{,}605) = 0{,}00140\ \text{m}^3/\text{s}$$

e, da Eq. 1,

$$Re = (1{,}41 \times 10^7\ \text{s/m}^3)(0{,}00140\ \text{m}^3/\text{s}) = 1{,}97 \times 10^4$$

Com esse valor para *Re* e com $\beta = 0{,}5$, a Fig. 14.10 fornece $C_0 = 0{,}613$ que não é exatamente igual ao valor admitido. Para nossa segunda tentativa, consideramos $C_0 = 0{,}613$ que nos fornece Q = 0,00142 m³/s e $Re = 2{,}00 \times 10^4$. Com esses valores a Fig. 14,10 fornece $C_0 = 0{,}613$, que está de acordo com o valor considerado. A vazão volumétrica é, então,

$$Q = 0{,}00142\ \text{m}^3/\text{s} \ \triangleleft$$

❶ Se o medidor de vazão for utilizado freqüentemente, pode ser mais fácil substituir os coeficientes de descarga da Fig. 14.10 por uma equação equivalente $C_0 = C_0(\beta, Re)$ e utilizar um computador para fazer o processo de iteração da vazão. Essas equações encontram-se disponíveis na bibliografia. Isso seria parecido com a utilização da equação de Colebrook em vez da carta de Moody para problemas de atrito no tubo.

Muitos outros dispositivos são utilizados para medir a vazão volumétrica em dutos. Vários desses dispositivos utilizam princípios diferentes dos vistos para os medidores de orifício, bocal e Venturi. Em alguns casos, é necessário conhecer a quantidade de fluido (volume ou massa) que passa através do tubo durante um dado período de tempo, em vez da vazão volumétrica instantânea. Existem diversos dispositivos para quantificar as medições que fornecem tais informações, incluindo o medidor de disco nutante uti-

V14.5 Rotâmetro

V14.6 Medidor de água

lizado para determinar a quantidade de água consumida em sua casa ou a quantidade de gasolina bombeada para o tanque do seu carro e os medidores de fole utilizados para determinar a quantidade de gás natural entregue para uso doméstico.

ESCOAMENTO EXTERNO

Nesta parte do capítulo consideramos vários aspectos do escoamento sobre corpos que se encontram imersos em um fluido. Os exemplos incluem o escoamento de ar em torno de aeronaves, automóveis e queda de flocos de neve, ou o escoamento de água em torno de submarinos e peixes. Nessas situações, o objeto está completamente envolto pelo fluido e os escoamentos são denominados *escoamentos externos*.

velocidade a montante

Um corpo imerso em um fluido em movimento está sujeito a uma força resultante devida à interação entre o corpo e o fluido circundante. Podemos fixar o sistema de coordenadas no corpo e tratar a situação considerando o deslocamento do fluido com velocidade *U*, ***a velocidade a montante***, em relação ao corpo estacionário.

coeficiente de sustentação
coeficiente de arrasto

A força resultante na direção da velocidade a montante é denominada *arrasto*, $\mathcal{D}$, e a força resultante normal à velocidade a montante é denominada *sustentação*, $\mathcal{L}$. A sustentação e o arrasto são obtidos dos ***coeficientes de sustentação***, C_L, e ***de arrasto***, C_D, adimensionais, que são definidos a seguir

$$C_L = \frac{\mathcal{L}}{\frac{1}{2}\rho U^2 A} \quad \text{e} \quad C_D = \frac{\mathcal{D}}{\frac{1}{2}\rho U^2 A} \tag{14.18}$$

onde *A* é uma área característica do objeto. Normalmente, considera-se *A* a *área frontal* — a área projetada vista por uma pessoa olhando na direção do objeto de uma direção paralela à velocidade a montante, *U*. Os valores dos coeficientes de sustentação e de arrasto são determinados mediante uma análise apropriada, por meio de técnicas numéricas, ou, mais freqüentemente, a partir de dados experimentais.

Escoamentos externos sobre objetos englobam uma variedade extremamente ampla de fenômenos de mecânica dos fluidos. Para um dado formato de objeto, as características do escoamento dependem de inúmeros parâmetros, como tamanho, orientação, velocidade e propriedades dos fluidos. Conforme discutido no Capítulo 13, para simplificar a apresentação e a organização dos dados e caracterizar de forma mais fácil as propriedades do escoamento, os vários dados físicos são normalmente apresentados em termos de parâmetros adimensionais. ***Por Exemplo...*** utilizamos normalmente os coeficientes de sustentação e de arrasto das Eqs. 14.18 ao invés da sustentação e do arrasto. ▲

14.8 CAMADA LIMITE SOBRE UMA PLACA PLANA

Talvez o exemplo mais simples de um escoamento externo seja o escoamento incompressível estacionário que passa sobre uma placa plana paralela ao escoamento, conforme ilustrado na Fig. 14.12. O fluido se aproxima da placa com uma velocidade a montante, *U*, uniforme. Como a viscosidade do fluido não é nula, resulta que o fluido deve aderir à superfície sólida da placa — a condição de limite de não deslizamento. Essa condição observada experimentalmente é, talvez, óbvia para os fluidos viscosos, como o mel. Ela é igualmente válida para todos os fluidos, mesmo aqueles como a água ou o ar que não aparentam ser viscosos.

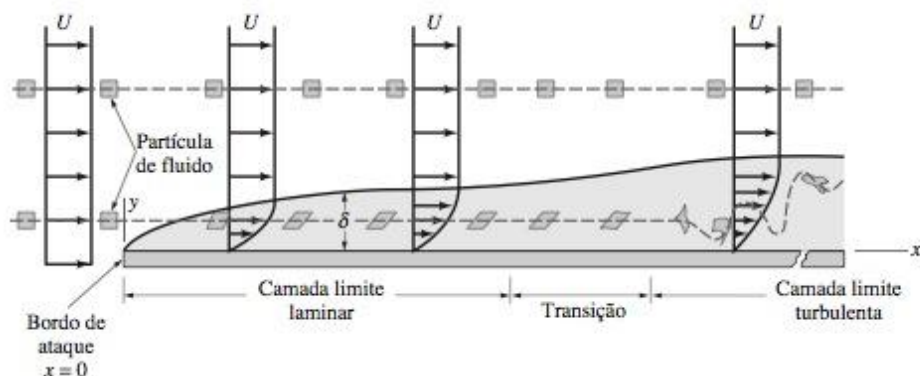



Figura 14.12 Deformação de uma partícula de fluido à medida que ela escoa no interior da camada limite.

Conforme indicado na Fig. 14.12, o fato de que o fluido adere à superfície requer a existência de uma região no escoamento na qual a velocidade do fluido varia de 0 sobre a superfície a U quando se afasta a uma determinada distância da superfície. Essa camada relativamente fina próxima à superfície é denominada ***camada limite*** hidrodinâmica. Fora da camada limite o fluido escoa com velocidade U paralela à placa como se a placa não existisse.

camada limite

Em cada posição x ao longo da placa, definimos a ***espessura da camada limite***, $\delta(x)$, como a distância a partir da placa na qual o valor da velocidade do fluido corresponde a uma fração arbitrária da velocidade a montante U. Conforme mostrado na Fig. 14.13, para simplificar essa discussão introdutória, admitimos esse valor igual a 0,99 (isto é, 99%). Logo, $u = 0$ em $y = 0$ e $u = 0{,}99U$ em $y = \delta$, com o perfil de velocidade $u = u(x, y)$ transpondo a espessura da camada limite.

espessura da camada limite

Uma estimativa da estrutura da camada limite do escoamento pode ser obtida pela consideração do que acontece a uma partícula do fluido que escoa na camada limite. Conforme indicado na Fig. 14.12, uma pequena partícula retangular mantém o seu formato original à medida que ela escoa em escoamento uniforme fora da camada limite. Uma vez no interior da camada limite, a partícula começa a se deformar devido ao gradiente de velocidade na camada limite – a parte superior da partícula tem uma velocidade maior do que a inferior. A uma certa distância do bordo de ataque, o escoamento da camada limite faz a transição para escoamento turbulento e as partículas do fluido se tornam bastante deformadas devido à natureza aleatória e irregular da turbulência.

Figura 14.13 Espessura da camada limite.

14.8.1 Características da Camada Limite Laminar

Várias características da camada limite do escoamento podem ser calculadas. Por exemplo, pode-se mostrar que a espessura da camada limite ao longo de uma placa plana é dada por

$$\delta(x) = 5\sqrt{\frac{\nu x}{U}} \qquad \text{(laminar)} \tag{14.19}$$

onde $\nu = \mu/\rho$ é a viscosidade cinemática. Observe que a espessura da camada limite aumenta na direção a jusante (aumentando x) e decresce à proporção que a velocidade, U, aumenta ou a viscosidade cinemática, ν, diminui.

Além disso, para uma placa plana de comprimento ℓ e largura b, o arrasto, $\mathfrak{D}$, em um lado da placa pode ser representado em termos do coeficiente de arrasto, C_D, como

$$C_D = \frac{\mathfrak{D}}{\frac{1}{2}\rho U^2 b\ell} = \frac{1{,}328}{\sqrt{Re_\ell}} \qquad \text{(laminar)} \tag{14.20}$$

onde $Re\ell = U\ell/\nu$ é o número de Reynolds baseado no comprimento da placa. Observe que as Eqs. 14.19 e 14.20 são válidas apenas para camadas limites laminares.

14.8.2 Transição de Escoamento Laminar para Turbulento em uma Placa Plana

Os resultados analíticos fornecidos nas Eqs. 14.19 e 14.20 são restritos às camadas limites em escoamento laminar ao longo de uma placa plana. Eles estão bem de acordo com os resultados experimentais até o ponto da camada limite onde o escoamento se torna turbulento. Uma transição para escoamento turbulento irá ocorrer para qualquer velocidade de corrente livre e qualquer fluido uma vez que a placa seja suficientemente longa. O parâmetro que determina a transição para escoamento turbulento é o número de Reynolds-neste caso, o número de Reynolds baseado na distância do bordo de ataque da placa, $Re_x = Ux/\nu$.

V14.7 Transição laminar/turbulenta

O valor do número de Reynolds no local da transição é uma função razoavelmente complexa de vários parâmetros envolvidos, incluindo a rugosidade da superfície, a curvatura da superfície (por exemplo, uma placa plana ou uma esfera), e algumas medidas dos distúrbios no escoamento fora da camada limite. Sobre uma placa plana com um bordo de ataque delgado em uma corrente típica de fluido, a ***transição*** ocorre a uma distância x_c do bordo de ataque e é fornecida em termos do ***número crítico de Reynolds***, $Re_{x,c} = Ux_c/\upsilon = 5 \times 10^5$.

transição
número crítico de Reynolds

EXEMPLO 14.6

ESPESSURA DA CAMADA LIMITE E TRANSIÇÃO

Um fluido escoa em regime estacionário sobre uma placa plana com uma velocidade $U = 10$ ft/s. Em que posição, aproximadamente, a camada limite irá se tornar turbulenta e qual a espessura da camada limite nesse ponto se o fluido for **(a)** água a 60°F; **(b)** ar nas condições padrão ou **(c)** glicerina a 68°F?

Solução

Dados: O fluido adere à placa para formar uma camada limite.

Determinar: A posição do ponto de transição e a espessura da camada limite naquele local.

Hipóteses:

1. O escoamento da camada limite é laminar até o ponto de transição.
2. A transição para escoamento turbulento ocorre para $Re_{x,c} = 5 \times 10^5$.
3. Valores para as viscosidades do fluido obtidos do Apêndice FM-1 são dados na tabela adiante.

Análise: Para qualquer fluido, a espessura da camada limite é dada pela Eq. 14.19 como

$$\delta(x) = 5\sqrt{\frac{\nu x}{U}} \qquad (1)$$

A camada limite permanece laminar até

$$x_c = \frac{\nu Re_{x,c}}{U} = \frac{5 \times 10^5}{10 \text{ ft/s}}\nu = (5 \times 10^4 \text{ s/ft})\,\nu \qquad (2)$$

Combinando as Eqs. 1 e 2, a espessura da camada limite no ponto de transição é

$$\delta(x_c) = 5\left[\frac{\nu}{10}(5 \times 10^4\,\nu)\right]^{1/2} = (354 \text{ s/ft})\,\nu$$

Os valores resultante x_c e $\delta(x_c)$ estão listados na tabela a seguir com os valores correspondentes de ν obtidos do Apêndice FM-1.

Fluido	ν (ft²/s)	x_c (ft)	$\delta(x_c)$ (ft)
❶ **a.** Água	$1{,}21 \times 10^{-5}$	0,605	0,00428 ◁
b. Ar	$1{,}57 \times 10^{-4}$	7,85	0,0556
c Glicerina	$1{,}28 \times 10^{-2}$	640,0	4,53

❶ Conforme mostrado nos dados, o escoamento laminar pode ser mantido em uma porção afastada da placa se a viscosidade for aumentada. Entretanto, a camada limite finalmente se torna turbulenta, desde que a placa seja suficientemente longa. Analogamente, a espessura da camada limite aumenta se a viscosidade for aumentada.

14.8.3 CAMADA LIMITE EM ESCOAMENTO TURBULENTO

A estrutura da camada limite em escoamento turbulento é muito complexa, aleatória e irregular. Ela compartilha muitas das características descritas para o escoamento turbulento em tubos na Seção 14.4. Em particular, a velocidade em uma dada posição no escoamento varia de forma aleatória. O escoamento pode ser imaginado como uma mistura desordenada de redemoinhos entrelaçados (vórtices) de diferentes tamanhos (diâmetros e velocidades angulares). As várias grandezas do fluido envolvidas (isto é, massa, momento e energia) são transportadas a jusante como na camada limite laminar. Para o escoamento turbulento, elas também são transportadas através da camada limite (na direção perpendicular à placa) pelo transporte aleatório das partículas de fluido de tamanho finito associadas com os redemoinhos turbulentos. Esses vórtices de tamanho finito produzem um efeito de mistura do fluido consideravelmente maior do que o que ocorre no escoamento laminar no qual a mistura fica confinada à escala molecular. Conseqüentemente, o arrasto para a camada limite turbulenta ao longo de uma placa plana é consideravelmente maior do que para a camada limite do escoamento laminar.

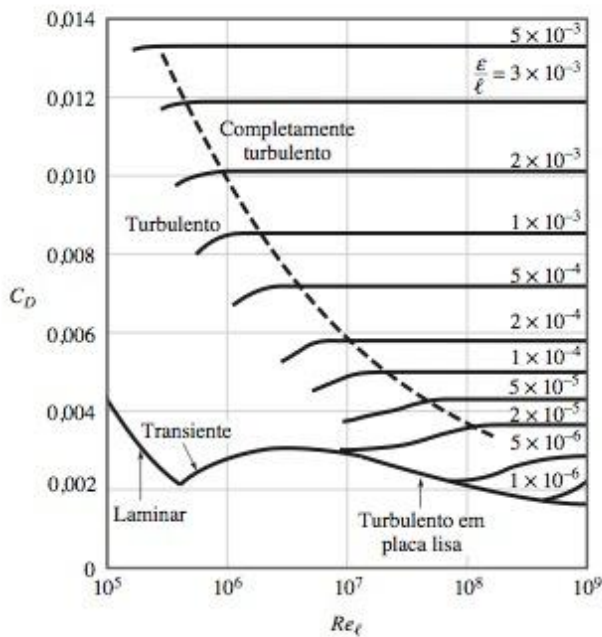



Figura 14.14 Coeficiente de arrasto para uma placa plana paralela ao escoamento a montante.

Devido à complexidade da camada limite em escoamento turbulento, é necessário usar uma relação empírica para o coeficiente do arrasto. Em geral, o coeficiente de arrasto, $C_D = \mathfrak{D}/ 1/2\ \rho U^2 A$, para uma placa plana de comprimento ℓ, largura b e área $A = \ell b$ é uma função do número de Reynolds, $Re\ell$, e da rugosidade relativa, ε/ℓ, onde ε é a rugosidade da superfície. Os resultados de numerosos experimentos cobrindo uma ampla faixa de parâmetros de interesse são mostrados na Fig. 14.14. Para a camada limite do escoamento laminar, o coeficiente de arrasto é uma função apenas do número de Reynolds – a rugosidade da superfície não é importante. Isso é semelhante ao escoamento laminar em um tubo. Entretanto, para o escoamento turbulento, a rugosidade da superfície afeta a tensão de cisalhamento e, em conseqüência, o coeficiente de arrasto. Isso, também, é semelhante ao escoamento turbulento em tubos. Valores de rugosidade, ε, para diferentes materiais podem ser obtidos da Tabela 14.1.

EXEMPLO 14.7

ARRASTO SOBRE UMA PLACA PLANA

Uma peça de 4 ft por 8 ft de compensado de madeira é fixada no bagageiro de teto de um carro que viaja a 55 mph = 80,7 ft/s através do ar parado. Estime o arrasto causado pela tensão de cisalhamento no topo do compensado.

Solução

Dados: O ar escoa sobre uma placa de compensado de 4 ft pot 8 ft com uma velocidade de 80,7 ft/s.
Determinar: O arrasto no topo da superfície do compensado.

Hipóteses:

1. O topo da superfície do compensado é paralelo à corrente de ar a montante cuja velocidade é de 80,7 ft/s.
2. As correias utilizadas para fixar o compensado no teto do bagageiro não interferem significativamente com a camada limite do escoamento ao longo da superfície do compensado.
3. A rugosidade da superfície do compensado é $\varepsilon = 0{,}003$ ft (ver Tabela 14.1).
4. O ar encontra-se nas condições padrão com $\rho = 0{,}00238$ slug/ft³ e $\mu = 3{,}74 \times 10^{-7}$ lbf.s/ft² (ver Apêndice FM-1).
5. O compensado está alinhado com a sua aresta de 8 ft paralela à estrada.

❶ ***Análise:*** Se, conforme admitimos, o compensado estiver exatamente paralelo à corrente a montante, então o atrito de arrasto, $\mathfrak{D}$, causado pela tensão de cisalhamento sobre o topo do compensado pode ser determinado por

$$\mathfrak{D} = \tfrac{1}{2}\rho U^2 \ell b C_D \qquad (1)$$

onde o coeficiente de arrasto, C_D, é uma função da rugosidade relativa, ε/ℓ, e do número de Reynolds, $Re_\ell = \rho U \ell/\mu$, conforme fornecido pela Fig. 14.14. Também, $A = \ell b = 4\text{ ft} \times 8\text{ ft} = 32\text{ ft}^2$.

Com os dados fornecidos obtemos

❷
$$Re_\ell = \frac{\rho U \ell}{\mu} = \frac{(0{,}00238\ \text{slug/ft}^3)(80{,}7\ \text{ft/s})(8\ \text{ft})}{3{,}74 \times 10^{-7}\ \text{lbf}\cdot\text{s/ft}^2}\left|\frac{1\ \text{lbf}}{1\ \text{slug}\cdot\text{ft/s}^2}\right| = 4{,}11 \times 10^6$$

e

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0{,}003\ \text{ft}}{8\ \text{ft}} = 3{,}75 \times 10^{-4}$$

❸ Portanto, conforme visto na Fig. 14.14, o escoamento na camada limite está em regime de escoamento turbulento e o coeficiente de arrasto é obtido pela figura como sendo aproximadamente $C_D = 0{,}0066$. Logo, da Eq. 1,

$$\mathfrak{D} = (1/2)(0{,}00238\ \text{slug/ft}^3)(80{,}7\ \text{ft/s})^2(8\ \text{ft})(4\ \text{ft})(0{,}0066)\left|\frac{1\ \text{lbf}}{1\ \text{slug}\cdot\text{ft/s}^2}\right|$$
$$= 1{,}64\ \text{lbf} \ \lhd$$

❶ Na realidade, a velocidade do ar que passa sobre o compensado não é igual à velocidade do ar a montante próxima do carro porque o ar acelera ao passar sobre o carro. Além disso, após o ar passar sobre o capô e o pára-brisa não estará provavelmente diretamente alinhado paralelamente ao compensado. Esse fato pode afetar drasticamente a força líquida (sustentação e arrasto) sobre o compensado.

❷ Se o mesmo compensado de 4 ft por 8 ft fosse alinhado com sua aresta de 4 ft paralela à estrada, o número de Reynolds, que é baseado no comprimento $\ell = 4$ ft, seria reduzido à metade ($Re_\ell = 2{,}05 \times 10^6$ ao invés de $4{,}11 \times 10^6$) e o coeficiente de arrasto correspondente seria ligeiramente menor ($C_D = 0{,}0062$ ao invés de 0,0066, veja Fig. 14.14). Logo, o arrasto é uma função da orientação da placa (aresta menor ou maior paralela ao escoamento). Isso resulta do fato de a tensão de cisalhamento ser uma função da distância do bordo de ataque da placa.

❸ Se o compensado fosse muito liso, $\varepsilon/D = 0$, o coeficiente de arrasto seria reduzido para aproximadamente $C_D = 0{,}0030$ e o arrasto poderia ser reduzido para aproximadamente $\mathfrak{D} = 0{,}745$ lbf.

14.9 Características Gerais do Escoamento Externo

As características do escoamento que passa por uma placa plana de espessura nula são discutidas na Seção 14.8. Conforme discutido a seguir, um fenômeno adicional ocorre para escoamentos que passam por corpos com espessura diferente de zero. Em particular, para esses corpos, existem duas contribuições do arrasto: ***arrasto de atrito*** e ***arrasto de pressão***.

arrasto de atrito
arrasto de pressão

À medida que o fluido que passa por um corpo escoa, o atrito exerce seu efeito de duas maneiras. Uma é a aplicação direta de uma força de atrito (viscoso) causada pela tensão de cisalhamento atuando sobre um corpo. Esse é o arrasto de atrito. A outra está relacionada ao fato de os efeitos do atrito no fluido que escoa poderem alterar drasticamente o percurso que o fluido assume quando escoa em torno do corpo. Tais efeitos de atrito produzem uma queda de pressão irreversível na direção do escoamento, resultando em uma pressão menor na parte posterior do objeto do que na parte frontal. Isto produz o arrasto de pressão.

O arrasto total é obtido a partir de

$$\mathfrak{D} = \tfrac{1}{2}\rho U^2 A C_D \tag{14.21}$$

onde ρ é a massa específica do fluido, U é a velocidade a montante, A é a área frontal e C_D é o coeficiente de arrasto. Como no caso da placa plana discutido anteriormente, o coeficiente de arrasto é uma função de parâmetros adimensionais, como o número de Reynolds e a rugosidade relativa da superfície.

$\mathfrak{D} \sim C_D U^2$
$\mathfrak{D}$
U

Considere o escoamento de um fluido incompressível que passa por uma superfície cilíndrica lisa. Para esse caso, o coeficiente de arrasto é uma função apenas do número de Reynolds, conforme mostrado na Fig. 14.15. (A figura também fornece os dados do coeficiente de arrasto para o escoamento que passa por uma esfera lisa.) Conforme observado a partir da Eq. 14.21, a força de arrasto é proporcional a C_D vezes U^2. Portanto, embora o valor de C_D possa diminuir com o aumento do número de Reynolds, o arrasto tende a aumentar à medida que a velocidade a montante aumenta (isto é, à medida que o número de Reynolds aumenta).

Figura 14.15 Coeficiente de arrasto como uma função do número de Reynolds para um cilindro liso circular e uma esfera lisa.

Cinco casos enumerados de (A) a (E) estão indicados na Fig. 14.15; padrões de escoamento típico para esses casos são mostrados na Fig. 14.16. O caso (A) corresponde a um número de Reynolds pequeno para o escoamento ($Re < 1$). Para esse caso o escoamento é essencialmente simétrico em torno da esfera. Para um número de Reynolds um pouco maior [$Re \approx 10$, caso (B)], a simetria é perdida e uma região estacionária de separação ocorre na parte de trás do cilindro. Para números de Reynolds ainda maiores [$Re \approx 100$, caso (C)], a região de separação aumenta, tornando-se não estacionária, e forma uma ***esteira*** oscilatória atrás do cilindro, com redemoinhos ocorrendo de forma alternada na parte de cima e de baixo do cilindro.

esteira

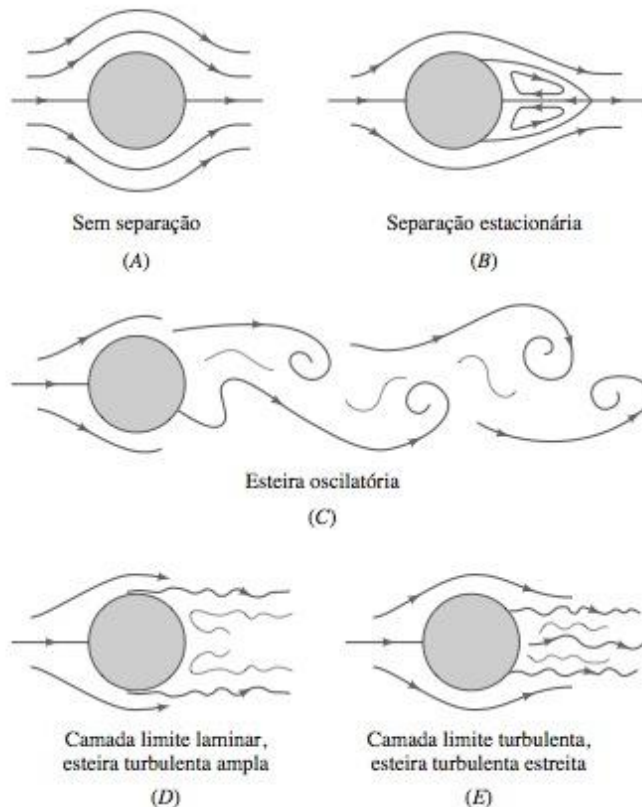



Figura 14.16 Padrões de escoamento típicos para escoamento sobre um cilindro circular.

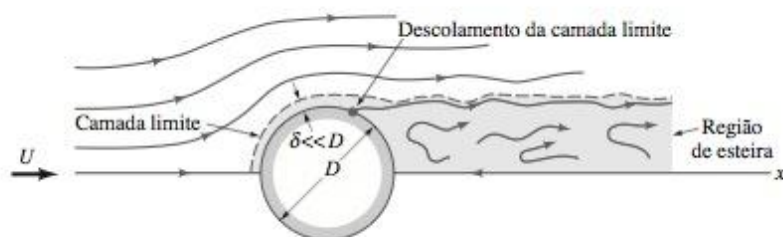



Figura 14.17 Escoamento sobre um cilindro circular, $Re = 10^5$.

Se o número de Reynolds for suficientemente grande [casos (D) e (E)], um redemoinho turbulento se forma atrás do cilindro.

descolamento da camada limite

A esteira é um resultado do ***descolamento da camada limite***, um fenômeno no qual em alguma posição (o local de separação) o fluido que escoa em torno do objeto não continua na direção paralela à superfície, mas muda de direção se afastando da superfície. O resultado é uma região de esteira de baixa pressão atrás do cilindro. Se a camada limite for laminar [caso (D) na Fig. 14.16], a esteira é larga; se a camada limite for turbulenta [caso (E) na Fig. 14.16], a esteira é relativamente estreita. Esse estreitamento da esteira à proporção que a camada limite se torna turbulenta é a causa da inclinação na curva C_D versus Re da Fig. 14.15 que ocorre na faixa de $10^5 < Re < 10^6$.

V14.9 Neve com vento

A Fig. 14.17 mostra o escoamento que passa por um cilindro circular para $Re = 10^5$, correspondente ao caso (D) considerado. A figura mostra uma camada limite relativamente fina ($\delta << D$), o ponto de separação da camada limite e a região da esteira de baixa pressão atrás do cilindro.

Uma revisão da Fig. 14.16 sugeriria corretamente que o arrasto de pressão é significativo em casos como (D) e (E) para os quais a região da esteira de baixa pressão ocorre. Por outro lado, no caso (A) com um número de Reynolds baixo não há separação e a contribuição do arrasto de pressão para o arrasto total é muito menor do que a do arrasto de atrito. À medida que o número de Reynolds aumenta e uma esteira se estabelece atrás do cilindro, o arrasto de pressão assume um papel maior na determinação do arrasto total. Finalmente, com números de Reynolds suficientemente grandes, o arrasto de pressão é dominante.

14.10 Dados do Coeficiente de Arrasto

A maior parte das informações relativas ao arrasto é um resultado de numerosos experimentos em túneis de vento, túneis de água e tanques de ondas e outros dispositivos engenhosos que são utilizados para medir o arrasto em modelos em escala. Tipicamente, o resultado para um dado formato é dado como coeficiente de arrasto, C_D.

A Fig. 14.14 fornece os dados do coeficiente de arrasto para uma placa plana paralela ao escoamento a montante. A Fig. 14.15 fornece dados para o escoamento que passa por cilindros e esferas lisos. A Fig. 14.18 fornece os dados para vários objetos de interesse. É bom lembrar que os dados de uma bicicleta de corrida dessa tabela foram utilizados na discussão sobre potência na Seção 3.2.2.

V14.10 Corpos aerodinâmicos e rombudos

O coeficiente de arrasto para um objeto depende claramente de seu formato, variando desde os formatos aerodinâmicos até os rombudos. A aerodinâmica pode ter um efeito considerável no arrasto. A utilização de formas aerodinâmicas visa a eliminar a separação da camada limite. Em tais casos o arrasto de pressão é mínimo e o arrasto é principalmente de atrito. ***Por Exemplo...*** a força de arrasto total em uma carenagem aerodinâmica bidimensional de comprimento b mostrada na Fig. 14.19 é a mesma de um cilindro circular (também de comprimento b) mostrado em escala. Embora a carenagem aerodinâmica seja 10 vezes maior do que o cilindro ($A_{\text{carenagem}} = 10Db$ e $A_{\text{cilindro}} = Db$), seu coeficiente de arrasto é 10 vezes menor. Não há separação da camada limite na carenagem, então sua esteira é muito estreita, da mesma ordem da que ocorre no cilindro circular, muito menor, no qual a esteira de baixa pressão é aproximadamente igual à largura do cilindro. Na carenagem, o arrasto de atrito é o principal contribuinte para o arrasto total, enquanto, no cilindro, o arrasto de pressão é o mais importante. ▲

V14.11 Prática de skydiving

Forma	Área de referência A (b = comprimento)	Coeficiente de arrasto $C_D = \frac{\mathfrak{D}}{\frac{1}{2}\rho U^2 A}$
Barra quadrada com cantos arredondados	$A = bD$	R/D: 0; 0,02; 0,17; 0,33 — C_D: 2,2; 2,0; 1,2; 1,0
Casca semi-circular	$A = bD$	→ 2,3; ← 1,1
Retângulo	$A = bD$	ℓ/D: ≤0,1; 0,5; 0,65; 1,0; 2,0; 3,0 — C_D: 1,9; 2,5; 2,9; 2,2; 1,6; 1,3
Carenagem aerodinâmica	$A = bD$	0,12
Cubo	$A = D^2$	1,05
Hemisfério oco	$A = \frac{\pi}{4}D^2$	→ 1,42; ← 0,38
Barra circular paralela ao escoamento	$A = \frac{\pi}{4}D^2$	ℓ/D: 0,5; 1,0; 2,0; 4,0 — C_D: 1,1; 0,93; 0,83; 0,85

Forma	Área de referência	Coeficiente de arrasto C_D
Pára-quedas	Área frontal $A = \frac{\pi}{4}D^2$	1,4
Prato poroso parabólico	Área frontal $A = \frac{\pi}{4}D^2$	Porosidade: 0; 0,2; 0,5 — →: 1,42; 1,20; 0,82 — ←: 0,95; 0,90; 0,80. Porosidade = área aberta/área total
Pessoa mediana	Em pé	$C_DA = 9$ ft^2
	Sentado	$C_DA = 6$ ft^2
	Joelhos juntos ao peito	$C_DA = 2,5$ ft^2
Bicicletas: Para uso urbano	$A = 5,5$ ft^2	1,1
De corrida	$A = 3,9$ ft^2	0,88
De perseguição	$A = 3,9$ ft^2	0,50
Aerodinâmica	$A = 5,0$ ft^2	0,12
Carreta tracionada por caminhão: Padrão	Área frontal	0,96
Com carenagem	Área frontal	0,76
Com carenagem e vedação do espaçamento	Área frontal	0,70
Árvore: $U = 10$ m/s; $U = 20$ m/s; $U = 30$ m/s	Área frontal	0,43; 0,26; 0,20

Figura 14.18 Coeficientes de arrasto típicos para objetos de interesse; $Re \geqslant 10^4$.

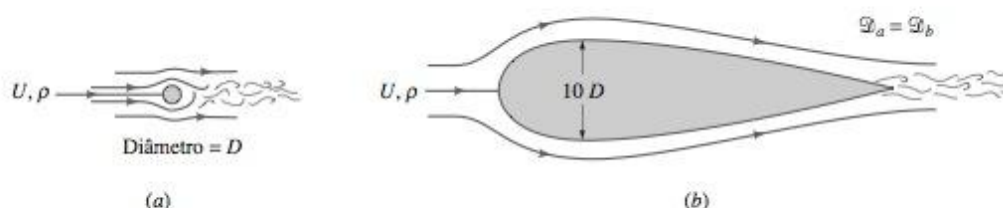



Figura 14.19 Dois objetos de tamanhos consideravelmente diferentes que têm a mesma força de arrasto: (*a*) cilindro circular $C_D = 1{,}2$, (*b*) carenagem aerodinâmica $C_D = 0{,}12$. O comprimento de cada objeto é *b*.

EXEMPLO 14.8

ARRASTO SOBRE UM AUTOMÓVEL

Conforme discutido na Seção 1.2.2, a economia de combustível de um automóvel pode ser elevada pelo decréscimo do arrasto aerodinâmico sobre o veículo, especialmente em rodovias de alta velocidade. Como indicado na Fig. E14.8, através de considerações apropriadas de numerosos aspectos de design (partindo da forma geral do veículo para o uso de maçanetas de portas e antenas de rádio embutidas), tem sido possível diminuir o coeficiente de arrasto de um valor típico de 0,55 para um modelo de carro de 1940 para 0,3 para um modelo de 2003. Para cada um desses modelos mostrados na figura, determine o arrasto aerodinâmico e a potência necessária para superar esse arrasto aerodinâmico em uma rodovia de velocidade de 65 mph = 95,3 ft/s.

Solução

Dados: Ar escoa sobre dois carros com coeficientes de arrasto conhecidos com uma velocidade de 95,3 ft/s.

Determinar: O arrasto sobre cada carro e a potência necessária para vencer o arrasto.

Esquema e Dados Fornecidos:

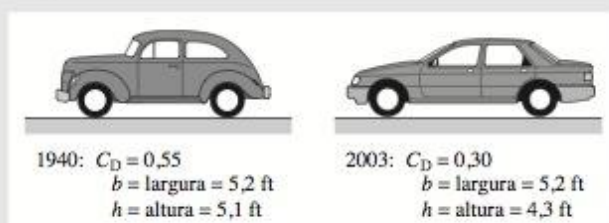



Figura E14.8

Hipóteses:

1. Os carros se locomovem em regime estacionário em um dia calmo de modo que a velocidade a montante é de 95,3 ft/s.
2. O ar encontra-se em condições padrão com $\rho = 0{,}00238$ slug/ft³ e $\mu = 3{,}74 \times 10^{-7}$ lbf.s/ft² (ver Apêndice FM-1).
4. A potência , $\dot{W}$, necessária para superar o arrasto aerodinâmico, $\mathfrak{D}$, é igual à velocidade a montante vezes o arrasto; $\dot{W} = U\mathfrak{D}$.

Análise: O arrasto sobre os carros pode ser calculado por

❶
$$\mathfrak{D} = \tfrac{1}{2}\rho U^2 A C_D \tag{1}$$

onde os coeficientes de arrasto são fornecidos na Fig. E14.8. A área frontal é $A = bh$, onde b é a largura do carro e h sua altura.

Logo, com os dados fornecidos para o modelo de 1940, da Eq. 1, obtemos

$$\mathfrak{D}_{1940} = (1/2)(0{,}00238\ \text{slug/ft}^3)(95{,}3\ \text{ft/s})^2(5{,}20\ \text{ft} \times 5{,}10\ \text{ft})(0{,}55)\left|\frac{1\ \text{lbf}}{1\ \text{slug}\cdot\text{ft/s}^2}\right|$$
$$= 158\ \text{lbf} \triangleleft$$

Analogamente, para o modelo 2003,

$$\mathfrak{D}_{2003} = (1/2)(0{,}00238\ \text{slug/ft}^3)(95{,}3\ \text{ft/s})^2(5{,}20\ \text{ft} \times 4{,}30\ \text{ft})(0{,}30)\left|\frac{1\ \text{lbf}}{1\ \text{slug}\cdot\text{ft/s}^2}\right|$$
$$= 72{,}5\ \text{lbf} \triangleleft$$

❷ A potência necessária para superar o arrasto é dada pela equação $\dot{W} = U\mathfrak{D}$. Logo, para o modelo de 1940, obtemos

$$\dot{W}_{1940} = (95{,}3\ \text{ft/s})(158\ \text{lbf})\left|\frac{1\ \text{hp}}{550\ \text{ft}\cdot\text{lb/s}}\right|$$
$$= 27{,}4\ \text{hp} \triangleleft$$

enquanto, para o modelo 2003,

$$\dot{W}_{2003} = (95{,}3\ \text{ft/s})(72{,}5\ \text{lbf})\left|\frac{1\ \text{hp}}{550\ \text{ft}\cdot\text{lb/s}}\right|$$
$$= 12{,}6\ \text{hp} \triangleleft$$

❶ Como $\mathfrak{D} \sim AC_D$, a redução no arrasto e na potência para o modelo 2003 em relação ao modelo de 1940 é devida a dois fatores: (1) a menor área frontal ($A_{2003} = 5{,}20$ ft $\times$ 4,30 ft = 22,4 ft^2 comparada com $A_{1940} = 5{,}20$ ft $\times$ 5,1 ft = 26,5 ft^2) e (2) a melhor forma aerodinâmica com um menor coeficiente de arrasto ($C_{D2003} = 0{,}30$ comparado com $C_{D1940} = 0{,}55$).

❷ Observe que a potência necessária para superar o arrasto aerodinâmico é $\dot{W} = U\mathfrak{D} = 1/2\ \rho U^3 AC_D$. Isto é, a potência é proporcional ao cubo da velocidade. Portanto, a potência necessária para superar o arrasto aerodinâmico a 65 mph é (65 mph/55 mph)^3 = 1,65 vez maior do que a velocidade de 55 mph. Dirigir em alta velocidade não é tão eficiente em termos de energia quanto em baixa velocidade.

14.11 Sustentação

Qualquer objeto se movendo através de um fluido estará submetido a uma força resultante do fluido sobre o objeto. Para objetos simétricos, essa força será na direção do escoamento a montante — um arrasto, $\mathfrak{D}$. Se o objeto não for simétrico (ou se não produzir um escoamento simétrico, como o escoamento em torno de uma esfera em rotação), pode existir também uma força normal ao escoamento a montante — uma sustentação, $\mathfrak{L}$.

O parâmetro mais importante que afeta a sustentação é o formato do objeto, e tem sido desenvolvido um número considerável de trabalhos visando ao projeto de dispositivos com formatos ótimos de sustentação. Comumente, a sustentação é dada em termos de um coeficiente de sustentação, C_L (veja Eq. 14.18).

Os dispositivos mais comuns de geração de sustentação (por exemplo, aerofólios, asas e *spoiler* em carros) operam numa faixa alta de número de Reynolds na qual o escoamento tem uma característica de camada limite, com efeitos viscosos limitados às regiões de camada limite e de esteira. A maior parte da sustentação vem da pressão que atua sobre a superfície.

Uma vez que a maioria dos aerofólios é fina, é usual utilizar a área planforma, $A = bc$, na definição do coeficiente de sustentação. Aqui b é o comprimento do aerofólio (de uma extremidade a outra da asa) e c é o *comprimento de corda* (a distância entre o bordo de ataque e o bordo de fuga). Coeficientes de sustentação típicos bem definidos são da ordem da unidade. Isto é, a força de sustentação é da ordem da pressão

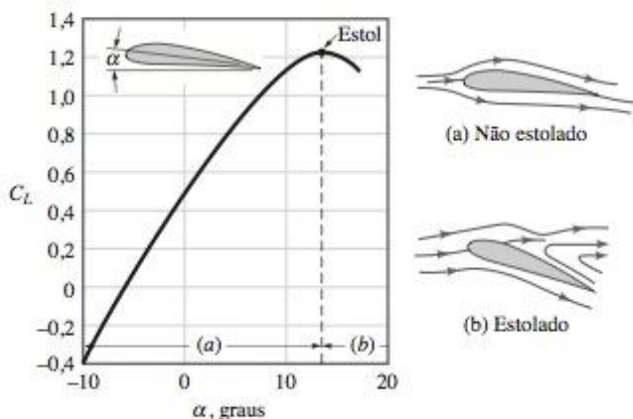



Figura 14.20 Valor típico de coeficiente de sustentação em função do ângulo de ataque.

carregamento de asa

dinâmica vezes a área planforma da asa, $\mathcal{L} \approx (\rho U^2/2)A$. O ***carregamento de asa***, definido como a sustentação média por unidade de área da asa, $\mathcal{L}/A$, portanto, aumenta com a velocidade. ***Por Exemplo...*** o carregamento de asa de uma aeronave Wright Flyer 1903 era de 1,5 lbf/ft², enquanto atualmente para uma aeronave Boeing 747 é de 150 lbf/ft². O carregamento de asa para uma mamangaba é aproximadamente 1 lbf/ft². ▲

estol

Conforme indicado na Fig. 14.20, o coeficiente de sustentação de uma asa é função do *ângulo de ataque*, α. Para pequenos ângulos de ataque, o coeficiente de sustentação aumenta com α, o ar escoa suavemente sobre a asa, e não há descolamento da camada limite. A asa é um objeto aerodinâmico. Entretanto, para ângulos de ataque suficientemente elevados, o aerofólio se comporta como um objeto rombudo, há um descolamento da camada limite sobre a superfície superior e o coeficiente de sustentação decresce subitamente. Essa condição, denominada ***estol***, é uma situação potencialmente perigosa, especialmente a baixas altitudes onde não há altitude suficiente para que o avião se recupere de uma súbita perda de sustentação.

Exemplo 14.9

Vôo Motorizado pelo Homem

Em 1977, o *Gossamer Condor* (ver Fig. E14.9) foi reconhecido como sendo o primeiro avião motorizado pelo homem a completar um dado percurso em figura de oito em torno de dois pontos de manobra afastados 0,5 mi. Os seguintes dados são relativos a essa aeronave: velocidade de vôo = U = 15 ft/s, comprimento do aerofólio = b = 96 ft, comprimento de corda = c = 7,5 ft (médio), peso (incluindo o piloto) = $\mathcal{W}$ = 210 lbf. Determine o coeficiente de sustentação, C_L.

Solução

Dados: Para uma aeronave motorizada por um ser humano.

Determinar: O coeficiente de sustentação necessário.

Esquema e Dados Fornecidos:

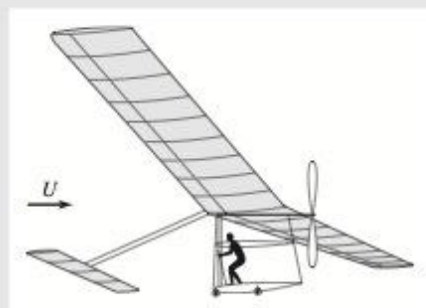



Figura E14.9

Hipóteses:

1. A aeronave voa a uma velocidade constante e a uma altitude constante.
2. As partes da aeronave que não fazem parte da asa (isto é, cauda ou fuselagem) não contribuem para a sustentação.
3. A aeronave está voando através do ar padrão ao nível do mar com ρ = 0,00238 slug/ft³ (ver Apêndice FM-1).

Análise: Para as condições de vôo estacionário a sustentação deve ser exatamente equilibrada pelo peso, ou

$$\mathcal{W} = \mathcal{L} = \tfrac{1}{2}\rho U^2 A C_L$$

Logo,

$$C_L = \frac{2\mathcal{W}}{\rho U^2 A}$$

❶ onde $A = bc = 96 \text{ ft} \times 7{,}5 \text{ ft} = 720 \text{ ft}^2$, $\mathcal{W} = 210$ lbf e $\rho = 2{,}38 \times 10^{-3}$ slug/ft³ para o ar padrão. Isso fornece

$$C_L = \frac{2(210 \text{ lbf})}{(2{,}38 \times 10^{-3} \text{ slug/ft}^3)(15 \text{ ft/s})^2(720 \text{ ft}^2)} \left| \frac{1 \text{ slug} \cdot \text{ft/s}^2}{1 \text{ lbf}} \right|$$

ou

❷ $$C_L = 1{,}09 \triangleleft$$

❶ A carga de asa para essa aeronave é apenas $\mathcal{W}/A = 210 \text{ lbf}/720 \text{ ft}^2 = 0{,}292 \text{ lbf/ft}^2$, bem abaixo do realizado em 1903 pelo piloto Wright (1,5 lbf/ft^2) ou de uma mamangaba (1,0 lbf/ft^2).

❷ Esse valor de coeficiente de sustentação calculado é consistente com o dado para o aerofólio da Fig. 14.20.

14.12 Resumo do Capítulo e Guia de Estudo

Neste capítulo consideramos a aplicação dos princípios de mecânica dos fluidos em escoamentos internos através de tubos e escoamentos externos que envolvem vários objetos.

Investigamos como o escoamento em um tubo depende dos parâmetros do sistema, como diâmetro do tubo, comprimento do tubo e material do qual ele é feito; das propriedades do fluido, como viscosidade e massa específica; da queda de pressão ou da perda de carga ao longo do tubo; das diferenças de elevação ao longo do tubo; e da energia mecânica que dispositivos, como bombas e turbinas, adicionam ou removem do fluido. Consideramos as características dos escoamentos laminar e turbulento e vimos como a análise de um sistema de tubos pode ser bem diferente dependendo do tipo de escoamento.

Descrevemos a interação geral entre um objeto e o fluido circundante em termos das forças de pressão e viscosas e a camada limite que se desenvolve ao longo da superfície do objeto. Indicamos como as características da camada limite do escoamento (isto é, laminar ou turbulento, separado ou não separado) influenciam o arrasto sobre o objeto. Discutimos como determinar as forças de arrasto e de sustentação sobre objetos pelo uso dos coeficientes de arrasto e de sustentação.

A seguinte lista fornece um guia de estudo para este capítulo. Quando seu estudo do texto e os exercícios no fim do capítulo estiverem completados você deve ser capaz de:

- descrever o significado dos termos listados nas margens ao longo do capítulo e entender cada um dos conceitos relacionados. O subconjunto de termos-chave listados aqui na margem é particularmente importante;
- determinar se o escoamento em um tubo é laminar ou turbulento;
- determinar os fatores de atrito utilizando a fórmula de Colebrook ou o diagrama de Moody;
- utilizar o conceito de fatores de atrito e coeficiente de perda localizada para determinar a vazão e a perda de carga para situações de escoamento plenamente desenvolvido em tubos;
- discutir a natureza da camada limite do escoamento sobre uma placa plana;
- determinar o arrasto de atrito sobre uma placa plana para a camada limite de um escoamento laminar ou turbulento;
- discutir como vários fatores afetam o coeficiente de arrasto;
- determinar a sustentação e o arrasto em um objeto em termos de seus coeficientes de sustentação e de arrasto.

escoamento laminar
escoamento turbulento
lei de Poiseuille
rugosidade relativa
fator de atrito
diagrama de Moody
fórmula de Colebrook
perdas distribuídas
perdas concentradas
sustentação e arrasto
coeficiente de sustentação
coeficiente de arrasto
camada limite
descolamento de camada limite

PROBLEMAS

Observação: A menos que seja indicado o contrário no enunciado do problema, utilize na resolução dos problemas os valores das propriedades dos fluidos fornecidos nas tabelas do Apêndice FM-1.

Número de Reynolds e Comprimento de Entrada

14.1 Água da chuva escoa de um estacionamento através de um tubo de 3 ft de diâmetro, enchendo-o completamente. O escoamento é laminar ou turbulento dependendo do valor do número de Reynolds. O escoamento será laminar ou turbulento? Justifique sua resposta com os cálculos apropriados.

14.2 Dióxido de carbono a 20°C e pressão de 550 kPa (abs) escoa em um tubo a uma taxa de 0,04 N/s. Determine o diâmetro máximo admissível para que o escoamento seja turbulento.

14.3 (CD-ROM)

14.4 Para resfriar um dado ambiente é necessário fornecer 4 ft^3/s de ar através de um tubo de 8 in de diâmetro. Aproximadamente, qual é o comprimento de entrada nesse tubo?

ESCOAMENTO LAMINAR EM TUBOS

14.5 Água escoa através de um tubo horizontal de 1 mm de diâmetro no qual são colocados dois redutores de pressão espaçados 1 m um do outro. Qual é a máxima queda de pressão permitida para que o escoamento seja laminar?

14.6 (CD-ROM)

14.7 (CD-ROM)

14.8 Óleo (peso específico = 8900 N/m^3, viscosidade = 0,10 N · s/m^2) escoa através de um tubo horizontal de 23 mm de diâmetro, conforme mostrado na Fig. P14.8. Um manômetro diferencial em U é utilizado para medir a queda de pressão ao longo do tubo. Determine a faixa de valores de h para escoamento laminar.

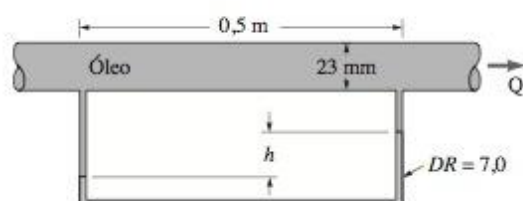



Figura P14.8

14.9 Um fluido viscoso escoa em um tubo de diâmetro 0,10 m tal que sua velocidade medida a 0,012 m da parede do tubo é 0,8 m/s. Se o escoamento for laminar, determine a velocidade da linha de centro e a vazão volumétrica.

ESCOAMENTO TURBULENTO EM TUBOS – FATORES DE ATRITO

14.10 Água escoa através de um tubo horizontal de 6 in de diâmetro com uma vazão volumétrica de 2,0 ft^3/s e uma queda de pressão de 4,2 psi por 100 ft de comprimento de tubo. Determine o fator de atrito.

14.11 Uma mangueira de 0,5 in de diâmetro, 70 ft de comprimento com uma rugosidade $\varepsilon = 0{,}0009$ ft é fixada a uma torneira onde a pressão é p_1. Determine p_1 sabendo que não há nenhum bocal fixado à mangueira e que a velocidade média do fluido na mangueira é de 6 ft/s. Despreze as perdas de carga localizadas e as variações de elevação.

14.12 Determine a queda de pressão por 100 m de comprimento de um tubo horizontal novo de ferro fundido com 0,20 m de diâmetro quando a velocidade média for de 1,7 m/s.

14.13 Gás natural ($\rho = 0{,}0044$ slug/ft^3 e $\nu = 5{,}2 \times 10^{-5}$ ft^2/s) é bombeado através de um tubo horizontal de ferro fundido de 6 in de diâmetro com uma vazão mássica de 800 lb/h. Se a pressão na seção (1) é 50 psi (abs), determine a pressão na seção (2) 8 milhas a jusante se o escoamento for admitido como incompressível.

14.14 Água escoa de um grande tanque para um outro a uma taxa de 0,50 ft^3/s através de um tubo horizontal de ferro fundido de 3 in de diâmetro e 200 ft de comprimento. Se as perdas de carga localizadas forem desprezadas, determine a diferença na elevação das superfícies livres dos tanques.

14.15 Um duto de 3 ft de diâmetro é utilizado para transportar ar de ventilação para o interior de um túnel para veículos com uma vazão volumétrica de 9000 ft^3/min. Testes demonstram que a queda de pressão é de 1,5 in de coluna de água por 1500 ft de comprimento de duto. Qual é o valor do fator de atrito para esse duto e a dimensão aproximada da rugosidade equivalente da superfície do duto?

14.16 Ar escoa através de um tubo de 0,108 in de diâmetro e 24 in de comprimento, conforme mostrado na Fig. P14.16. Determine o fator de atrito se a vazão volumétrica for Q = 0,00191 ft^3/s quando $h = 1{,}70$ in. Compare seu resultado com o da expressão $f = 64/Re$. O escoamento é laminar ou turbulento?

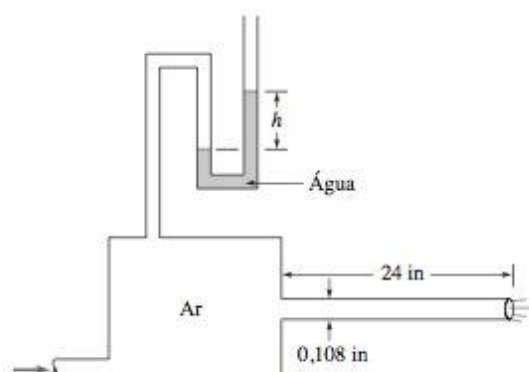



Figura P14.16

14.17 Gasolina escoa em um tubo liso de 40 mm de diâmetro com uma vazão volumétrica de 0,001 m^3/s. Mostre que o escoamento é turbulento. Qual seria a razão entre a perda de carga do escoamento turbulento real e a perda de carga do escoamento laminar?

PERDAS LOCALIZADAS

14.18 Ar escoa através de uma tela de malha fina, mostrada na Fig. P14.18, com uma velocidade média de 1,50 m/s no tubo. Determine o coeficiente de perda para a tela.

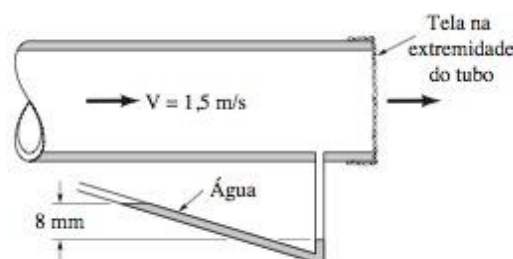



Figura P14.18

14.19 Água escoa através de uma grade em um tubo, conforme mostrado na Fig. P14.19. Determine o coeficiente de perda para a grade.

14.20 (CD-ROM)

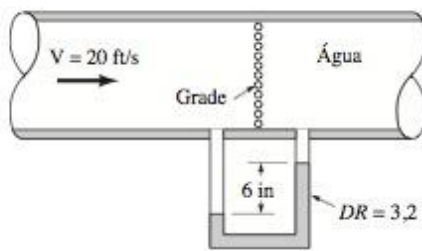



Figura P14.19

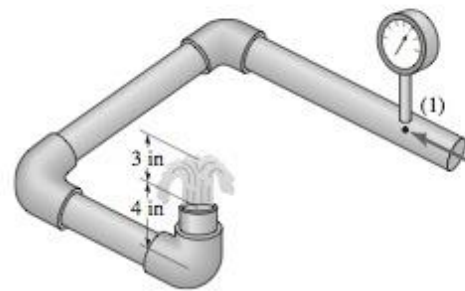



Figura P14.24

ESCOAMENTO EM TUBO – PROBLEMAS DO TIPO I

14.21 Uma mangueira de 1/2 in de diâmetro, mostrada na Fig. P14.21, pode suportar uma pressão máxima em seu interior de 200 psi sem romper. Determine o comprimento máximo ℓ admissível se o fator de atrito for 0,022 e a vazão volumétrica for de 0,010 ft³/s. Despreze as perdas localizadas. O fluido é água.

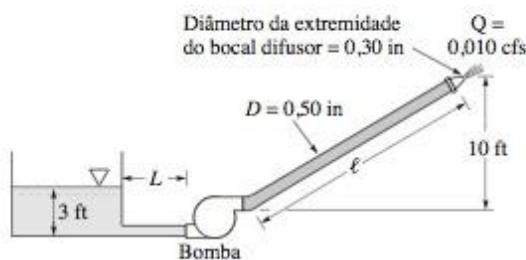



Figura P14.21

14.22 A mangueira, mostrada na Fig. P14.21, irá colapsar se a pressão interna for menor que 10 psi abaixo da pressão atmosférica. Determine o comprimento máximo admissível L, se o fator de atrito for 0,0015 e a vazão volumétrica 0,010 ft³/s. Despreze as perdas localizadas. O fluido é água.

14.23 Água escoa através de uma serpentina de um trocador de calor, conforme mostrado na Fig. P14.23, com uma vazão volumétrica de 0,9 gal/min. Determine a queda de pressão entre a entrada e a saída da serpentina.

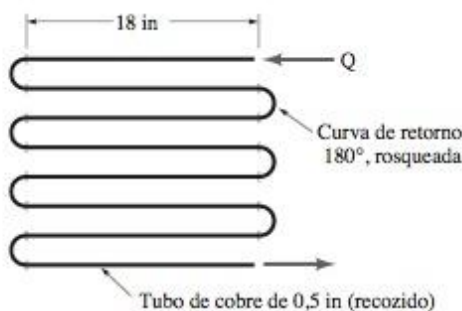



Figura P14.23

14.24 Conforme mostrado na Fig. P14.24, um jato de água se eleva 3 in acima da saída do tubo vertical acoplado aos três segmentos de tubos horizontais. O comprimento total do tubo de ferro fundido galvanizado de 0,75 in de diâmetro entre o ponto (1) e a saída é 21 polegadas. Determine a pressão necessária no ponto (1) para produzir esse escoamento. Observe que a velocidade da água saindo do tubo pode ser determinada pelo fato de que a água se eleva 3 in acima da saída.

14.25 (CD-ROM)

ESCOAMENTO EM TUBOS – BOMBAS/TURBINAS

14.26 Água escoa de um lago, conforme mostrado na Fig. P14.26, com uma vazão volumétrica de 4,0 ft³/s. O dispositivo interno da edificação é uma bomba ou uma turbina? Explique. Determine a potência, em hp, do dispositivo. Despreze as perdas localizadas e admita um fator de atrito de 0,025.

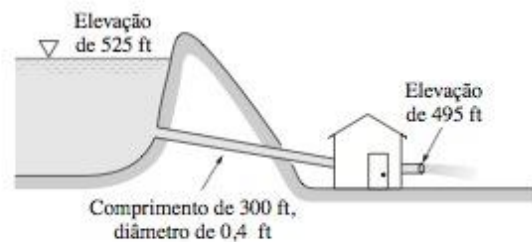



Figura P14.26

14.27 A bomba, mostrada na Fig. P14.27, adiciona uma potência igual a 25 kW à água e produz uma vazão volumétrica de 0,04 m³/s.

(a) Determine a altura de água h, no tanque.

(b) Se a bomba for removida do sistema, determine a vazão esperada. Admita $f = 0{,}016$ para ambos os casos e despreze as perdas localizadas.

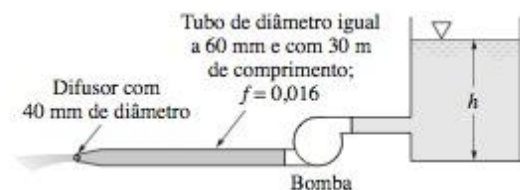



Figura P14.27

ESCOAMENTO EM TUBOS – PROBLEMAS DO TIPO II

14.28 Uma mangueira plástica lisa de jardim com 10 m de comprimento e um diâmetro interno de 15 mm é utilizada para

Figura P14.28

Figura P14.38

drenar uma piscina rasa conforme mostrado na Fig. P14.28. Qual é a vazão volumétrica que sai da piscina? Admitir $K_L = 0,8$ para o coeficiente de perda localizada na entrada da mangueira.

14.29 Determine o diâmetro de um tubo de aço que deva ser capaz de transportar 2000 gal/min de gasolina com uma queda de pressão de 5 psi por 100 ft de comprimento horizontal de tubo.

14.30 Água circula a partir de um grande tanque através de um filtro e volta ao tanque conforme mostrado na Fig. P14.30. A potência adicionada à água pela bomba é de 200 ft · lbf/s. Determine a vazão volumétrica através do filtro.

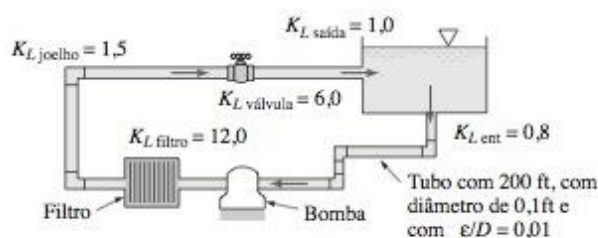



Figura P14.30

14.31 (CD-ROM)

14.32 (CD-ROM)

Medidores de Vazão

14.33 (CD-ROM)

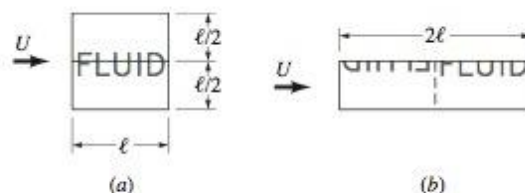
14.34 (CD-ROM)

14.35 (CD-ROM)

Camada Limite – Escoamento Externo

14.36 Uma placa plana lisa de comprimento $\ell = 6$ m e largura $b = 4$ m é imersa em água que se desloca com uma velocidade a montante $U = 0,5$ m/s. Determine a espessura da camada limite no centro e no bordo de fuga da placa. Admita uma camada limite laminar.

14.37 Um fluido viscoso escoa sobre uma placa plana tal que a espessura da camada limite a uma distância de 1,3 m a partir do bordo de ataque é 12 mm. Determine a espessura da camada limite nas distâncias de 0,20, 2,0 e 20 m a partir do bordo de ataque. Admita uma camada limite laminar.

14.38 O arrasto líquido em um lado das duas placas (cada uma medindo ℓ por $\ell/2$) paralelo à corrente livre mostrada na Fig. P14.38*a* é $\mathfrak{D}$. Determine o arrasto (em função de $\mathfrak{D}$) sobre as mesmas duas placas quando elas são colocadas juntas conforme indicado na Fig. P14.38*b*. Considerar escoamento laminar. Explique fisicamente sua resposta.

14.39 Se o arrasto em um dos lados de uma placa plana paralela à corrente a montante é $\mathfrak{D}$ quando a velocidade a montante for U, qual será o arrasto quando a velocidade a montante for $2U$; ou $U/2$? Admitir escoamento laminar.

Arrasto

14.40 Um vento de 60 mph sopra contra uma tela de cinema ao ar livre que possui 70 ft de largura e 20 ft de altura. Estime a força do vento sobre a tela. (Veja Fig. 14.18 para o valor do coeficiente de arrasto.)

14.41 (CD-ROM)

14.42 Determine o momento necessário na base de um mastro de bandeira de 30 m de altura e 0,12 m de diâmetro para mantê-lo no local sob a ação de um vento de 20 m/s.

14.43 Duas atletas de ciclismo pedalam a 30 km/h através do ar em repouso. Qual é o percentual de redução na potência necessária para vencer o arrasto aerodinâmico quando a segunda ciclista pedala imediatamente atrás da primeira em vez de pedalar ao lado? Despreze quaisquer forças que não sejam as de arrasto aerodinâmico. (Veja Fig. 14.18 para o valor do coeficiente de arrasto.)

14.44 Um cabo de 12 mm de diâmetro é esticado sob tensão entre uma série de postes afastados 60 m um do outro. Determine a força horizontal que o cabo exerce em cada poste quando a velocidade do vento for de 30 m/s perpendicular ao cabo.

14.45 (CD-ROM)

14.46 Uma placa sinalizadora do limite de velocidade permitida de 22 in por 34 in é sustentada por um braço de 3 in de largura por 5 ft de comprimento. Estime o momento fletor no braço no nível do chão quando sopra um vento com uma velocidade de 30 mph contra a placa. Liste todas as hipóteses utilizadas em seus cálculos. (Veja a Fig. 14.18 para o valor do coeficiente de arrasto.)

14.47 Um caminhão de 25 ton (50.000 lb) desce sem freio a ladeira de uma estrada montanhosa com 7% de inclinação conforme mostrado na Fig. P14.47. A velocidade máxima V do caminhão em regime estacionário é determinada pelo balanço entre peso, resistência ao rolamento e arrasto aerodinâmico. Determine V se a resistência ao rolamento do caminhão no concreto for 1,2% do peso e o coeficiente de arrasto baseado na área frontal for de 0,76.

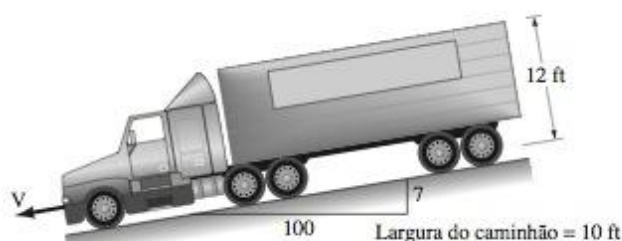



Figura P14.47

14.48 Uma bola de pingue-pongue de 38,1 mm de diâmetro, 0,0245 N, é liberada do fundo de uma piscina. Com que velocidade constante ela emerge na superfície?

14.49 Uma bola oficial de futebol mede 6,78 in de diâmetro e pesa 0,91 lbf. Se o coeficiente de arrasto é $C_D = 0{,}2$, determine sua aceleração se sua velocidade for de 20 ft/s no topo de sua trajetória.

14.50 (CD-ROM)

14.51 Uma pipa pesando 1,2 lbf e com uma área de 6 ft^2 voa em um vento com 20 ft/s de modo que a linha de peso desprezível forma um ângulo de 55° com a horizontal. Se a tração na linha for de 1,5 lbf, determine os coeficientes de sustentação e de arrasto com base na área da pipa.

14.52 Um túnel de vento vertical pode ser utilizado para a prática de *skydiving* (mergulho no ar). Estime a velocidade vertical do vento para que uma pessoa pesando 150 lbf seja capaz de se manter "flutuando" em repouso quando

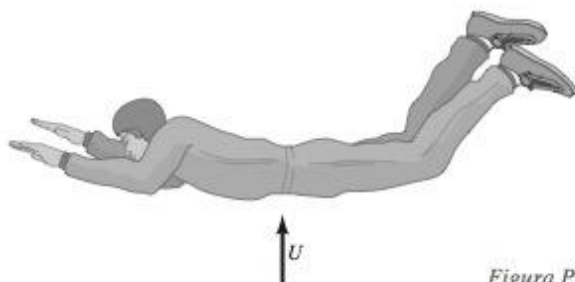



Figura P14.52

(a) os joelhos estiverem junto ao peito;

(b) se mantém deitada, conforme mostrado na Fig. P14.52. (Veja a Fig. 14.18 para o valor do coeficiente de arrasto.)

POTÊNCIA

14.53 A potência $\dot{W}$ necessária para superar o arrasto aerodinâmico em um veículo viajando a uma velocidade U varia conforme $\dot{W} \sim U^n$. Qual é o valor apropriado para a constante n? Explique.

14.54 Estime a potência necessária para superar o arrasto aerodinâmico de uma pessoa que corre a uma velocidade 100 yds em 10 s, no ar em repouso. Repita os cálculos se a competição for corrida a 20 mph em contracorrente com o vento. (Veja a Fig. 14.18 para o valor do coeficiente de arrasto.)

14.55 Se para um dado veículo são consumidos 20 hp para superar o arrasto aerodinâmico quando viajando a 55 mph, estime a potência em hp, necessária para 65 mph.

SUSTENTAÇÃO

14.56 Uma aeronave Piper Cub tem um peso bruto de 1750 lbf, uma velocidade de cruzeiro de 115 mph e uma área de asa de 179 ft^2. Determine o coeficiente de sustentação dessa aeronave para essas condições.

14.57 (CD-ROM)

14.58 Um avião Boeing 747 pesando 580.000 lbf, quando carregado com combustível e 100 passageiros, decola a uma velocidade do ar de 140 mph. Com a mesma configuração (isto é, ângulo de ataque, ajuste do flap, etc.), qual é a velocidade de decolagem se ele transportar 372 passageiros? Admita que cada passageiro com bagagens pese 200 lbf.

14.59 A velocidade de aterrissagem de uma aeronave é dependente da massa específica do ar. De que percentual a velocidade de aterrissagem deve ser aumentada em um dia em que a temperatura é de 110°F em comparação com aquela de um dia na qual a temperatura é 50°F? Considere que a pressão atmosférica permaneça constante.

14.60 (CD-ROM)

Introdução à Transferência de Calor: Modos, Equações de Taxas e Balanços de Energia

Introdução...

A partir do estudo da termodinâmica, você aprende que energia pode ser transferida através de interações entre um sistema e sua vizinhança. Essas interações incluem a transferência de energia por calor e trabalho, assim como a transferência de energia associada com escoamento de massa. A termodinâmica lida com os estados inicial e final que delimitam processos durante os quais as interações ocorrem e também com as quantidades *líquidas* de transferência de energia por calor e trabalho para os processos. A mecânica dos fluidos lida com a natureza do escoamento de fluidos e com as forças que existem no interior de fluidos e nas fronteiras entre fluidos e sólidos. Nos capítulos seguintes, estendemos as análises termodinâmicas e de mecânica dos fluidos ao estudo dos *modos de transferência de calor* e ao desenvolvimento das relações para calcular as *taxas* de transferência de calor.

objetivo do capítulo

O ***objetivo*** deste capítulo é estabelecer os fundamentos comuns aos modos de condução (Cap. 16), convecção (Cap. 17) e radiação (Cap. 18). Começamos refletindo sobre as seguintes perguntas: *O que é transferência de calor?* e *Como a energia é transferida por meio de calor?* Primeiro, queremos ajudá-lo a entender a importância dos conceitos e princípios básicos que fundamentam os processos de transferência de calor. Logo após, ilustraremos a maneira pela qual o conhecimento dos processos de transferência de calor é utilizado em conjunto com a primeira lei da termodinâmica para resolver problemas em sistemas térmicos de engenharia.

15.1 Modos de Transferência de Calor: Origens Físicas e Equações de Taxas

Uma definição simples, mas geral, fornece a resposta satisfatória à pergunta: *O que* é transferência de calor?

Transferência de calor é energia em trânsito devido a uma diferença de temperatura.

Sempre que houver uma diferença de temperatura em um meio ou entre meios diferentes, ocorrerá necessariamente transferência de calor. Referimo-nos aos diferentes tipos de processos de transferência de calor como ***modos,*** que denominamos subseqüentemente *condução, convecção* e *radiação*.

modos de transferência de calor

15.1.1 Condução

condução

Quando existe um gradiente de temperatura em um meio estacionário, que pode ser um sólido ou um fluido, utilizamos o termo ***condução*** para nos referirmos à transferência de calor que irá ocorrer através do meio. O *mecanismo físico* da condução envolve os conceitos de atividade atômica e molecular, que sustenta a transferência de energia das partículas mais energéticas para as partículas de menor energia de uma substância devido às interações que existem entre as partículas.

Considere um *gás* ocupando o espaço entre duas superfícies mantidas a temperaturas diferentes e suponha que *não há movimento global*. Associamos a temperatura em um ponto qualquer à energia da molécula de gás. Essa energia está relacionada ao movimento aleatório de translação, bem como aos movimentos internos de rotação e vibração das moléculas.

Temperaturas mais altas estão associadas a energias moleculares mais altas, e quando moléculas vizinhas colidem entre si, fato que acontece freqüentemente, há transferência de energia das moléculas de maior energia para aquelas de menor energia. Na presença de um gradiente de temperatura, a transferência de energia por condução ocorre portanto no sentido da *diminuição* de temperatura. Podemos nos referir a essa transferência líquida de energia devida ao movimento molecular aleatório como sendo uma *difusão* de energia. A situação é muito semelhante nos *líquidos*, apesar de as moléculas estarem mais próximas e as interações moleculares serem muito mais fortes e freqüentes. Nos *sólidos*, a condução é atribuída à atividade atômica na forma de vibrações dos retículos e da migração de elétrons. Trataremos das importantes propriedades associadas aos fenômenos de condução no Cap. 16.

As ocorrências da transferência de calor por condução são numerosas. ***Por Exemplo…*** a ponta exposta de uma colher de metal que de repente é imergida em uma xícara de café quente irá finalmente se aquecer devido à condução de energia através da colher. Em um dia de inverno há transferência significativa de energia de um ambiente aquecido para o ar externo. Essa transferência é devida principalmente à perda de calor por condução através das paredes que separam o ar do ambiente do ar exterior. ▲

Figura 15.1 Transferência de calor unidimensional por condução.

É possível quantificar os processos de transferência de calor em termos das equações de *taxas de transferência de calor* apropriadas. Essas equações são utilizadas para calcular a quantidade de energia sendo transferida por unidade de tempo. Para a condução de calor, a equação da taxa de transferência de calor é conhecida por ***lei de Fourier***. Para a parede plana unidimensional mostrada na Fig. 15.1, que apresenta uma distribuição de temperatura $T(x)$, a equação de taxa de transferência de calor é representada por

$$q_x'' = -k\frac{dT}{dx} \tag{15.1}$$

lei de Fourier

O *fluxo térmico* q_x''(W/m2) é a taxa de transferência de calor na direção *x por* unidade de área *perpendicular* à direção da transferência, sendo proporcional ao *gradiente de temperatura*, dT/dx, nesta direção. A constante de proporcionalidade k é uma propriedade de *transporte* conhecida como ***condutividade térmica*** (W/m · K), sendo uma característica do material da parede. O sinal de menos é uma conseqüência do fato de que o calor é transferido no sentido da diminuição de temperatura.

condutividade térmica

Nas *condições de regime permanente* mostradas na Fig. 15.1, onde a distribuição de temperatura é *linear*, o gradiente de temperatura e o fluxo térmico podem ser representados, respectivamente, como

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T_2 - T_1}{L} \qquad q_x'' = -k\frac{T_2 - T_1}{L}$$

Também podemos escrever essa *equação de taxa de transferência de calor* na forma

$$q_x'' = k\frac{T_1 - T_2}{L} = k\frac{\Delta T}{L} \tag{15.2}$$

Observe que essa equação fornece um ***fluxo térmico de calor,*** ou seja, a taxa de transferência de calor por *unidade de área*.

fluxo térmico

A ***taxa de transferência de calor*** por condução, q_x(W), através de uma parede plana de área A, é então o produto do fluxo térmico pela área, $q_x = q_x''A$.

taxa de calor

EXEMPLO 15.1

A EQUAÇÃO DA TAXA DE CONDUÇÃO, LEI DE FOURIER

A parede de um forno industrial é construída de tijolo refratário de 0,15 m de espessura com condutividade térmica 1,7 W/m·K. Medições feitas durante a operação em regime permanente revelam temperaturas de 1400 e 1150 K nas superfícies interna e externa, respectivamente. Qual é a taxa de transferência de calor através de uma parede de um lado de 0,5 m por 1,2 m?

Solução

Dados: Condições de regime permanente com espessura, área, condutividade térmica e temperaturas das superfícies da parede especificadas.

Determinar: A taxa de transferência de calor através da parede.

Esquema e Dados Fornecidos:

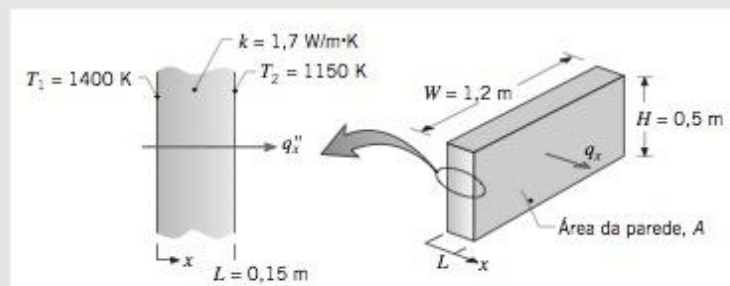



Figura E15.1

Hipóteses:

1. Condições em regime permanente.
2. Condução unidimensional através da parede.
3. Condutividade térmica constante.

Análise: Uma vez que a transferência de calor através da parede se dá por condução, o fluxo térmico pode ser determinado pela lei de Fourier. Utilizando a Eq. 15.2, temos

$$q_x'' = k\frac{\Delta T}{L} = 1{,}7 \text{ W/m} \cdot \text{K} \times \frac{250 \text{ K}}{0{,}15 \text{ m}} = 2833 \text{ W/m}^2$$

O *fluxo* térmico representa a taxa de transferência de calor através de uma seção de área unitária, e é uniforme ao longo da superfície da parede. A *taxa* de transferência de calor através da parede de área $A = H \times W$ é então

$$q_x = (HW)\, q_x'' = (0{,}5 \text{ m} \times 1{,}2 \text{ m})\, 2833 \text{ W/m}^2 = 1700 \text{ W} \lhd$$

Comentários: Observe a direção do fluxo térmico e a distinção entre *fluxo térmico* e *taxa de transferência de calor*.

15.1.2 CONVECÇÃO

convecção

O termo ***convecção*** refere-se à transferência de calor que irá ocorrer entre uma superfície e um fluido em movimento ou estacionário quando eles estão em temperaturas diferentes.

O *modo* de transferência de calor por convecção abrange *dois mecanismos*. Além da transferência de energia devida ao *movimento molecular aleatório* (*condução*), a energia é também transferida através do *movimento global*, ou *macroscópico*, do fluido. Esse movimento do fluido está associado ao fato de que, em um instante qualquer, um grande número de moléculas está se movendo coletivamente ou como agregados de moléculas. Tal movimento, na presença de um gradiente de temperatura, contribui para a transferência de calor. Como as moléculas no agregado mantêm seu movimento aleatório, a transferência total de calor é então composta pela superposição do transporte de energia devido ao movimento aleatório das moléculas com o transporte devido ao movimento do fluido como um todo. É costume usar o termo *convecção* para se referir a esse transporte cumulativo, e o termo *advecção* para se referir ao transporte devido exclusivamente ao movimento global do fluido.

Convecção de uma superfície para um fluido em movimento

Você aprendeu na Seção 14.8 que, com o escoamento do fluido sobre uma superfície, os efeitos viscosos são importantes na camada limite hidrodinâmica, ou de velocidade, e que para um fluido newtoniano, as tensões de cisalhamento por atrito são proporcionais ao gradiente de velocidade. No tratamento da convecção no Cap. 17, estudaremos a *camada limite térmica*, a região que sofre uma distribuição de temperatura a partir do valor T_∞ da corrente livre até o valor T_s da superfície (Fig. 15.2). A apreciação dos fenômenos de camada limite é essencial à compreensão da transferência de calor por convecção. É por essa razão que a disciplina mecânica dos fluidos desempenhará um papel vital em nossa análise posterior da convecção.

Figura 15.2 Desenvolvimento da camada limite hidrodinâmica e térmica na transferência de calor por convecção.

A transferência de calor por convecção pode ser classificada de acordo com a natureza do escoamento do fluido. Falamos de ***convecção forçada*** quando o escoamento é causado por meios externos, como um ventilador, uma bomba, ou os ventos atmosféricos. Ao contrário, na ***convecção livre*** (ou *natural*), o escoamento é induzido por forças de empuxo, que são originadas a partir das diferenças de massa específica causadas por variações de temperatura no fluido. Falamos também de escoamento ***externo*** e ***interno***. Conforme você aprendeu no Cap. 14, o escoamento externo é associado a corpos imersos para situações como as de escoamento sobre placas, cilindros e lâminas delgadas de metal. No escoamento interno, o escoamento é contido pela superfície de um tubo ou duto. Você viu que os fenômenos correspondentes da camada limite hidrodinâmica são bem diferentes, portanto é razoável esperar que os processos de convecção para esses dois tipos de escoamento sejam distintos.

convecção forçada
convecção livre
escoamento externo
escoamento interno

Independentemente da natureza particular do processo de transferência de calor por convecção, a *equação* apropriada *da taxa*, conhecida como ***lei do resfriamento de Newton,*** possui a forma

$$q'' = h(T_s - T_\infty) \tag{15.3a}$$

lei do resfriamento de Newton

onde q'', o *fluxo térmico por convecção* (W/m^2), é proporcional à diferença entre as temperaturas da superfície e do fluido, T_s e T_∞, respectivamente, e a constante de proporcionalidade h (W/m$^2 \cdot$ K) é denominada ***coeficiente de transferência de calor por convecção.*** Quando utilizamos a Eq. 15.3a, o fluxo térmico por convecção é considerado *positivo* se o calor é transferido *a partir* da superfície ($T_s > T_\infty$) e *negativo* se o calor é transferido *para* a superfície ($T_\infty > T_s$). Contudo, se $T_\infty > T_s$, não há nada que nos proíba de representar a lei do resfriamento de Newton como

coeficiente de transferência de calor por convecção

$$q'' = h(T_\infty - T_s) \tag{15.3b}$$

caso em que a transferência de calor é positiva se ocorrer no sentido da superfície. A escolha da Eq. 15.3a ou 15.3b é feita no contexto de um problema particular conforme for apropriado.

O coeficiente de convecção depende das condições da camada limite, que é influenciada pela geometria da superfície, pela natureza do movimento do fluido e por uma variedade de propriedades termodinâmicas e de transporte dos fluidos. Qualquer estudo de convecção se reduz inicialmente a um estudo de meios pelos quais h possa ser determinado. Embora a consideração desses meios seja postergada para o Cap. 17, a transferência de calor por convecção aparecerá freqüentemente como uma condição limite na solução dos pro-

TABELA 15.1 Valores típicos do coeficiente de transferência de calor por convenção

Processo	h (W/m$^2 \cdot$ K)
Convecção livre	
Gases	2-25
Líquido	50-1.000
Convecção forçada	
Gases	25-250
Líquido	100-20.000

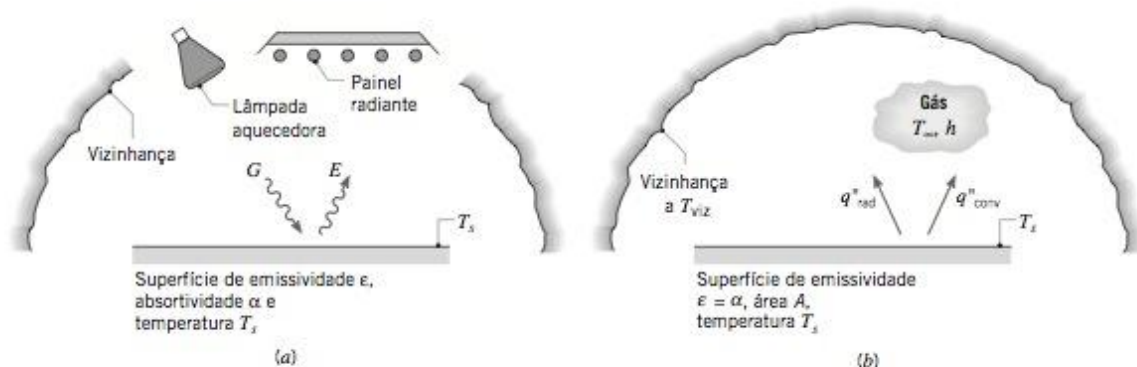



Figura 15.3 Troca por radiação: (a) em uma superfície em termos da irradiação G fornecida por diferentes fontes de radiação e poder emissivo E da superfície; e (b) entre uma superfície pequena e cinza e uma grande vizinhança isotérmica.

blemas de condução (Cap. 16). Na solução de tais problemas, supomos que h seja conhecido, utilizando valores típicos fornecidos na Tabela 15.1.

15.1.3 RADIAÇÃO

O terceiro modo de transferência de calor é denominado *radiação* térmica. Todas as superfícies a uma temperatura não-nula emitem energia na forma de ondas eletromagnéticas. Portanto, na ausência de um meio interveniente, há transferência de calor por radiação entre duas superfícies que estejam com temperaturas diferentes.

radiação térmica

Radiação térmica é a energia *emitida* por toda matéria que se encontre a uma temperatura não-nula. Embora nossa atenção esteja voltada para a radiação que é emitida por superfícies de sólidos, as emissões também podem ocorrer a partir de líquidos e gases. Independentemente da forma da matéria, as emissões podem ser atribuídas a mudanças nas configurações eletrônicas dos átomos ou moléculas que constituem a matéria. A energia do campo de radiação é transportada por meio de ondas eletromagnéticas (ou, de forma alternativa, por fótons). Enquanto a transferência de energia por condução ou convecção necessita da presença de um meio material, a radiação não necessita dele. Na realidade, a transferência por radiação ocorre de forma mais eficiente no vácuo.

Considere os processos de transferência de calor por radiação na superfície da Fig. 15.3*a*. A radiação que é *emitida* pela superfície se origina na energia interna da matéria que está limitada pela superfície, e a taxa pela qual a energia é liberada por unidade de área (W/m^2) é denominada *poder emissivo E* da superfície. Existe um limite superior para o poder emissivo, que é previsto pela ***lei de Stefan-Boltzmann***

lei de Stefan-Boltzmann

$$E_b = \sigma T_s^4 \tag{15.4}$$

onde T_s é a *temperatura absoluta* (*K*) da superfície e σ é a *constante de Stefan-Boltzmann* ($\sigma = 5{,}67 \times 10^{-8}$ W/m$^2\cdot$K^4). Essa superfície é denominada radiador ideal ou ***corpo negro***.

corpo negro

O fluxo térmico radiante emitido por uma *superfície real* é menor que o emitido por um corpo negro à mesma temperatura e é dado por

$$E = \varepsilon\sigma T_s^4 \tag{15.5}$$

emissividade

onde ε é uma *propriedade radiante* da superfície denominada ***emissividade***. Com valores na faixa de $0 \leq \varepsilon \leq 1$, essa propriedade fornece uma medida da capacidade de emissão de energia de uma superfície em relação a um corpo negro. Ela depende fortemente do material e do acabamento da superfície e alguns valores representativos são apresentados no Cap. 18.

A radiação também pode *incidir* sobre uma superfície. A radiação pode ser oriunda de uma fonte especial, como o Sol, ou de outras superfícies às quais a superfície de interesse esteja exposta. Independentemente da(s) fonte(s), designamos a taxa na qual todas essas radiações incidem sobre uma unidade de área (W/m^2) da superfície como ***irradiação G*** (Fig. 15.3*a*).

irradiação

Uma parte da, ou toda a, irradiação pode ser *absorvida* pela superfície, aumentando assim a energia interna do material. A taxa pela qual a energia radiante é absorvida por unidade de área de superfície pode ser calculada a partir do conhecimento de uma propriedade radiante da superfície denominada ***absortividade*** α. Isto é,

absortividade

$$G_{abs} = \alpha G \tag{15.6}$$

onde $0 \leq \alpha \leq 1$. Se $\alpha < 1$, uma parte da radiação é não absorvida e pode ser *refletida* ou *transmitida*.

Observe que o valor de α depende da natureza da radiação, assim como da superfície propriamente dita. Por exemplo, a absortividade de uma superfície à radiação solar pode diferir de sua absortividade à radiação emitida pelas paredes de um forno ou de uma lâmpada incandescente.

Um caso especial que ocorre freqüentemente envolve a troca por radiação entre uma *pequena superfície* na temperatura T_s e uma *superfície isotérmica*, muito *maior*, que circunda completamente a menor (Fig. 15.3b). A ***vizinhança*** poderia, por exemplo, ser as paredes de um ambiente ou um forno cuja temperatura T_{viz} diferisse daquela de uma superfície contida no seu interior ($T_{viz} \neq T_S$). Mostraremos no Cap. 18 que, para tal condição, a irradiação pode ser aproximada pela emissão de um corpo negro à temperatura T_{viz}, no qual $G = \sigma T^4_{viz}$. Se a superfície for considerada tal que $\alpha = \varepsilon$ (denominada ***superfície cinza difusa***), a taxa *líquida* de ***troca por radiação*** *deixando* a superfície, expressa *por* unidade de área da superfície, é

vizinhança

$$q''_{rad} = \frac{q}{A} = \varepsilon E_b(T_s) - \alpha G = \varepsilon\sigma(T_s^4 - T_{viz}^4) \tag{15.7}$$

troca por radiação: superfície cinzenta difusa – grande vizinhança

Essa expressão fornece a diferença entre a energia interna que é liberada devido à emissão de radiação e a que é recebida devido à absorção de radiação.

Existem muitas aplicações para as quais é conveniente representar a troca líquida de radiação na forma

$$q_{rad} = h_{rad} A(T_s - T_{viz}) \tag{15.8}$$

onde, em função da Eq. 15.7, o ***coeficiente de transferência de calor por radiação*** h_{rad} é

coeficiente de transferência de calor por radiação

$$h_{rad} = \varepsilon\sigma(T_s + T_{viz})(T_s^2 + T_{viz}^2) \tag{15.9}$$

Modelamos aqui o modo de transferência de calor por radiação de maneira semelhante à convecção. Nesse sentido *linearizamos* a equação da taxa de transferência de calor por radiação, apresentando a transferência de calor como sendo proporcional à diferença de temperatura em vez da diferença entre as duas temperaturas elevadas à quarta potência. Observe, entretanto, que h_{rad} *depende fortemente da temperatura*, enquanto a dependência do coeficiente de transferência de calor por convecção h é geralmente pequena em relação à temperatura.

As superfícies da Fig. 15.3 podem também, simultaneamente, transferir calor por convecção para um gás adjacente. Para as condições da Fig. 15.3*b*, a taxa total *que sai* da superfície é então

$$q = q_{conv} + q_{rad} = hA(T_s - T_\infty) + \varepsilon A\sigma(T_s^4 - T_{viz}^4) \tag{15.10}$$

EXEMPLO 15.2

EQUAÇÕES DE TAXA PARA TROCA DE CALOR POR CONVECÇÃO E POR RADIAÇÃO

Uma tubulação de vapor sem isolamento térmico passa através de uma sala onde o ar e as paredes se encontram a 25°C. O diâmetro externo do tubo é 70 mm, a temperatura de sua superfície é de 200°C e sua emissividade é 0,8. Quais são o poder emissivo e a irradiação da superfície? Se o coeficiente associado à transferência de calor por convecção livre da superfície para o ar é de 15 W/m^2·K e a superfície é cinza, qual é a taxa de transferência de calor da superfície por unidade de comprimento do tubo?

Solução

Dados: Tubo sem isolamento térmico, de diâmetro, emissividade e temperatura da superfície conhecidos, em uma sala com temperaturas fixas das paredes e do ar.

Determinar: Poder emissivo, E, da superfície e a irradiação, G. A perda de calor, q', do tubo por unidade de comprimento.

Esquema e Dados Fornecidos:

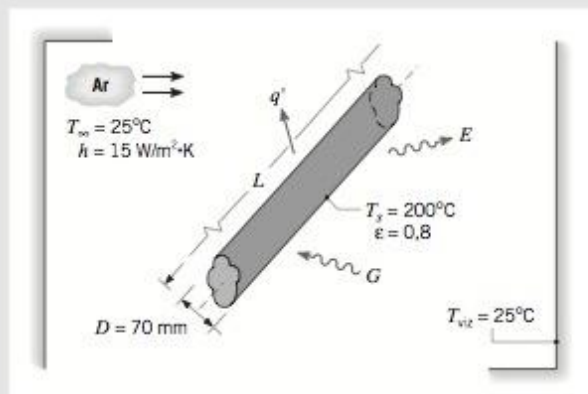



Figura E15.2

Hipóteses:

1. Condições de regime permanente.
2. A troca de calor por radiação entre o tubo e a sala é semelhante àquela que existe entre uma superfície pequena e uma grande; vizinhança isotérmica.
3. A superfície é cinza difusa; isto é, a emissividade e a absortividade são iguais.

Análise: O poder emissivo da superfície pode ser calculado através da Eq. 15.5, enquanto a irradiação corresponde a $G = \sigma T_{viz}^4$. Logo,

$$E = \varepsilon\sigma T_s^4 = 0{,}8(5{,}67 \times 10^{-8}\ \text{W/m}^2\cdot\text{K}^4)(473\ \text{K})^4 = 2270\ \text{W/m}^2$$
$$G = \sigma T_{viz}^4 = 5{,}67 \times 10^{-8}\ \text{W/m}^2\cdot\text{K}^4\ (298\ \text{K})^4 = 447\ \text{W/m}^2$$

A transferência de calor do tubo se dá por convecção para o ar da sala e por radiação, com as paredes. Portanto, $q = q_{conv} + q_{rad}$ e da Eq. 15.10, com $A = \pi DL$

$$q = h(\pi DL)(T_s - T_\infty) + \varepsilon(\pi DL)\sigma(T_s^4 - T_{viz}^4)$$

A transferência de calor por unidade de comprimento do tubo é então

$$q' = \frac{q}{L} = 15\ \text{W/m}^2\cdot\text{K}(\pi \times 0{,}07\ \text{m})(200 - 25)°\text{C} + 0{,}8(\pi \times 0{,}07\ \text{m})\ 5{,}67 \times 10^{-8}\ \text{W/m}^2\cdot\text{K}^4\ (473^4 - 298^4)\ \text{K}^4$$
$$q' = 577\ \text{W/m} + 421\ \text{W/m} = 998\ \text{W/m} \triangleleft$$

Comentários:

1. Observe que a temperatura pode ser expressa em unidades de °C ou K quando calculamos *diferenças de temperatura* em um processo de transferência de calor por convecção (ou condução). Contudo, a temperatura deve ser representada em kelvins (K) quando calculamos a taxa de transferência de calor por radiação.
2. Na situação deste exemplo, as taxas de transferência de calor por convecção e radiação são comparáveis porque T_s é grande em comparação com T_{viz}, e o coeficiente associado com a convecção livre é pequeno. Para valores moderados de T_s e valores maiores de h associados com a convecção livre, o efeito da radiação pode ser freqüentemente desprezado. O coeficiente de transferência de calor por radiação pode ser calculado através da Eq. 15.9 e para as condições desse problema seu valor é h_{rad} = 11 W/m²·K.

15.2 APLICANDO A PRIMEIRA LEI NA TRANSFERÊNCIA DE CALOR

As disciplinas termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor são altamente complementares. ***Por Exemplo...*** em virtude de lidar com os detalhes da *taxa* na qual a energia é transferida por calor, a disciplina transferência de calor pode ser vista como uma extensão da termodinâmica. Ainda, para muitos problemas de transferência de calor, o princípio da conservação de energia introduzida no Cap. 3 é uma ferramenta essencial. ▲

Utilizamos a conservação de energia ao longo deste livro na forma de balanços de energia encontrados comumente na termodinâmica (Seções 3.6 e 5.2) e a equação de energia mecânica utilizada na mecânica dos fluidos (Seção 12.6). Nesta seção, o princípio de conservação de energia será aplicado, mas na forma da *equação de energia interna* (Seção 7.10) comumente utilizada na transferência de calor.

Considere a aplicação da equação de energia interna ao sistema identificado pela linha tracejada da Fig. 15.4. Na figura estão identificados os ***termos de energia interna*** relevantes na notação utilizada em transferência de calor:

Figura 15.4 Conservação de energia para um sistema. Aplicação em um instante de tempo.

$\dot{E}_{entrada}$, $\dot{E}_{saída}$	taxas de transferência de energia interna *para dentro* e *para fora*, respectivamente, através da superfície do sistema devido à transferência de calor.
$\dot{E}_g$	taxa da *geração* de energia interna no interior do sistema
$\dot{E}_{st}$	taxa de energia interna *armazenada* no interior do sistema

termos de energia interna

Assim sendo, o ***balanço de energia*** interna com base nas ***taxas*** (Eq. 7.57) é escrita como

balanço da taxa de energia

$$\dot{E}_{entrada} + \dot{E}_g - \dot{E}_{saída} = \dot{E}_{st} \tag{15.11a}$$

A Eq. 15.11a pode ser aplicada em *qualquer instante de tempo*. Uma forma alternativa que se aplica para um processo é obtida pela integração da Eq. 15.11a em um *intervalo de tempo* Δt. Isto é,

$$E_{entrada} + E_g - E_{saída} = \Delta E_{st} \tag{15.11b}$$

As Eqs. 15.11a e 15.11b indicam que a entrada de energia interna e a geração atuam para aumentar a quantidade de energia interna armazenada no sistema, enquanto a energia que *sai* atua para diminuir a energia interna armazenada.

fenômenos de superfície

Os termos *entrada* e *saída* são ***fenômenos de superfície***. Isto é, eles estão associados exclusivamente aos processos que ocorrem na fronteira ou superfície do sistema. Uma situação comum envolve a entrada e a saída de energia interna devido à condução, convecção e/ou radiação. Nas situações envolvendo o escoamento de um fluido através da superfície de um volume de controle, iremos aplicar o balanço de energia ao volume de controle, Eqs. 5.10 e 5.11.

geração de energia interna

Conforme observado na Seção 7.10, o termo da ***geração de energia interna*** leva em conta a *conversão* de energia mecânica em energia interna, incluindo a passagem de corrente elétrica através de uma resistência, assim como outros efeitos, como absorção eletromagnética e reações químicas e nucleares. ***Por Exemplo...*** se uma reação química exotérmica ocorrer em um sistema, a temperatura pode se elevar espontaneamente por todo o volume devido à geração local de energia interna pela reação. ▲

Todos os fenômenos que levam à geração de energia interna podem ser modelados como ocorrendo de forma distribuída e a taxa total de geração interna é proporcional ao volume. Assim, eles são denominados ***fenômenos volumétricos.*** Se a geração de energia interna $\dot{E}_g$(W) ocorre uniformemente através de um meio de volume V (m^3), podemos definir a ***taxa de geração volumétrica*** $\dot{q}$ (W/m^3)

fenômenos volumétricos

taxa volumétrica de geração de energia

$$\dot{q} = \frac{\dot{E}_g}{V} \tag{15.12}$$

No caso do fluxo de corrente elétrica através de um resistor, a taxa de geração de energia interna, também conhecida como *dissipação de potência elétrica*, pode ser representada como

$$\dot{E}_g = I^2 R_e \tag{15.13a}$$

onde I é a corrente, em ampères (A), e R_e é a resistência elétrica, em ohms (Ω), e a taxa de geração de energia interna é em watts (W). Quando a resistência é representada por unidade de comprimento do condutor elétrico, ou $Re' = Re/L$, então a Eq. 15.3a assume a forma

$$\dot{E}_g = I^2 R_e' L \tag{15.13b}$$

energia interna armazenada

O termo da ***energia interna armazenada*** representa a taxa de acumulação (ou de redução) da energia interna no sistema. Nas aplicações consideradas aqui, a variação de energia interna é freqüentemente indi-

cada pelo aumento (ou pelo decréscimo) na temperatura em diferentes posições no sistema. Em alguns casos, consideramos as mudanças de fase de líquido saturado (ou sólido) para vapor saturado a pressão constante. Em algumas situações, não há variação na temperatura. *Para sistemas em regime permanente, o termo da energia interna armazenada se reduz a zero.*

As Eqs. 15.11a,b são utilizadas para desenvolver formas mais específicas da conservação de energia para aplicações particulares de transferência de calor conforme ilustrado nos exemplos a seguir.

EXEMPLO 15.3

APLICANDO A PRIMEIRA LEI COM BASE NA TAXA

Uma barra longa feita de material condutor com diâmetro D e resistência elétrica por unidade de comprimento R'_e encontra-se inicialmente em equilíbrio térmico com o ar ambiente e sua vizinhança. Essa condição de equilíbrio é perturbada quando uma corrente elétrica I passa através da barra. Desenvolva uma equação que poderia ser utilizada para calcular a variação da temperatura da barra em função do tempo durante a passagem da corrente.

Solução

Dados: A temperatura de uma barra varia com o tempo devido à passagem de uma corrente elétrica.

Determinar: A equação que fornece a variação de temperatura da barra em função do tempo.

Esquema e Dados Fornecidos:

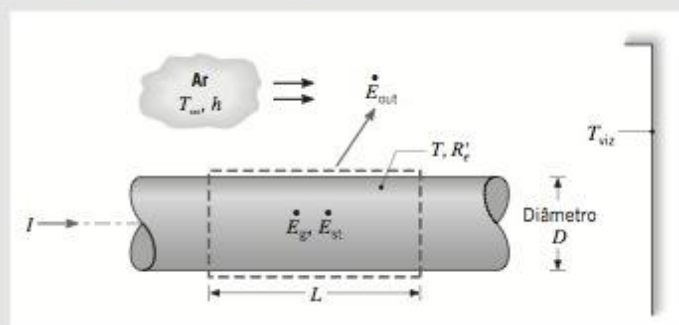



Figura E15.3a

Hipóteses:

1. Em qualquer tempo t a temperatura da barra é uniforme.
2. Propriedades constantes.
3. A troca por radiação entre a superfície externa da barra e a vizinhança é do tipo que ocorre entre uma superfície pequena difusa e cinza e uma grande vizinhança isotérmica.

Análise: A primeira lei da termodinâmica pode ser freqüentemente utilizada para determinar uma temperatura desconhecida. Nesse caso, os termos relevantes incluem a transferência de calor por convecção e radiação a partir da superfície, a geração de energia interna devida à passagem de corrente elétrica através do condutor e uma variação na energia interna armazenada. Uma vez que desejamos determinar a taxa segundo a qual a temperatura varia, a primeira lei deve ser aplicada para um dado instante de tempo. Assim, aplicando a Eq. 15.11a para um sistema de comprimento L em torno da barra, segue que

$$\dot{E}_g - \dot{E}_{out} = \dot{E}_{st}$$

onde a geração de energia se deve ao aquecimento da resistência elétrica dado pela Eq. 15.3b

$$\dot{E}_g = I^2 R'_e L$$

A saída de energia devido à convecção e à radiação líquida deixando a superfície é fornecida pela Eq. 15.10

$$\dot{E}_{out} = h(\pi DL)(T - T_\infty) + \varepsilon\sigma(\pi DL)(T^4 - T_{viz}^4)$$

Com a Eq. 4.20, a variação na energia armazenada devida à variação de temperatura é

$$\dot{E}_{st} = \frac{dU}{dt} = \rho c V \frac{dT}{dt}$$

onde ρ e c são a massa específica e o calor específico, respectivamente, do material da barra, e V é o volume da barra $V = (\pi D^2/4)L$. Substituindo as equações de taxa no balanço de energia, resulta

$$I^2R'_eL - h(\pi DL)(T - T_\infty) - \varepsilon\sigma(\pi DL)(T^4 - T^4_{viz}) = \rho c\left(\frac{\pi D^2}{4}\right)L\frac{dT}{dt}$$

Logo, a taxa de variação da temperatura no tempo é

$$\frac{dT}{dt} = \frac{I^2R'_e - \pi Dh(T - T_\infty) - \pi D\varepsilon\sigma(T^4 - T^4_{viz})}{\rho c(\pi D^2/4)} \triangleleft$$

Comentários:

1. A geração de energia interna ocorre uniformemente no sistema e também poderia ser representada em termos de uma taxa de geração volumétrica $\dot{q}$ (W/m³). A taxa de geração para todo o sistema é então $\dot{E}_g = \dot{q}V$, onde $\dot{q} = I^2R'_e/(\pi D^2/4)$.
2. A equação diferencial para dT/dt poderia ser resolvida para se obter temperatura da barra em função do tempo, mediante integração numérica. Uma *condição de regime permanente* seria finalmente alcançada com $dT/dt = 0$. A temperatura de equilíbrio da barra é então determinada pela equação algébrica da forma

$$0 = I^2R'_e - \pi Dh(T - T_\infty) - \pi D\varepsilon\sigma(T^4 - T^4_{viz})$$

3. Parâmetro de estudo: o efeito da corrente elétrica na temperatura. (CD-ROM)
4. Parâmetro de estudo: o efeito do coeficiente de convecção na corrente permitida. (CD-ROM)
5. Utilizando o software *Interactive Heat Transfer* (*IHT*). (CD-ROM)

Exemplo 15.4

Aplicando a Primeira Lei para um Intervalo de Tempo

Uma massa m de gelo na temperatura de fusão ($T_f = 0°C$) encontra-se no interior de uma cavidade cúbica de aresta W. A parede da cavidade tem espessura L e condutividade térmica k. Se a superfície externa da parede estiver a uma temperatura $T_s > T_f$, obtenha uma expressão para o tempo necessário para fundir totalmente o gelo.

Solução (CD-ROM)

15.3 Balanço de Energia em Superfícies

Com freqüência vamos encontrar casos nos quais teremos de aplicar a exigência da conservação de energia na superfície de um meio. Nesse caso especial, a superfície de controle não delimita massa ou volume, e aparece conforme mostrado na Fig. 15.5. Como conseqüência, os termos relativos à geração e ao armazenamento na expressão para a conservação de energia, Eq. 15.11a, não são mais relevantes, sendo necessário levar em consideração apenas os fenômenos de superfície. Para esse caso, a exigência de conservação de energia se torna

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} = 0 \qquad (15.14)$$

balanço de energia em uma superfície

que é denominada ***balanço de energia na superfície***. A Eq. 15.14 indica que a taxa na qual a energia é transferida para a superfície é igual à taxa na qual a energia é transferida da superfície. Mesmo que a geração de energia possa estar ocorrendo no meio, o processo não afetaria o balanço de energia na superfície. Além disso, o balanço de energia na superfície se aplica tanto às condições de regime *estacionário* quanto de regime *transiente*.

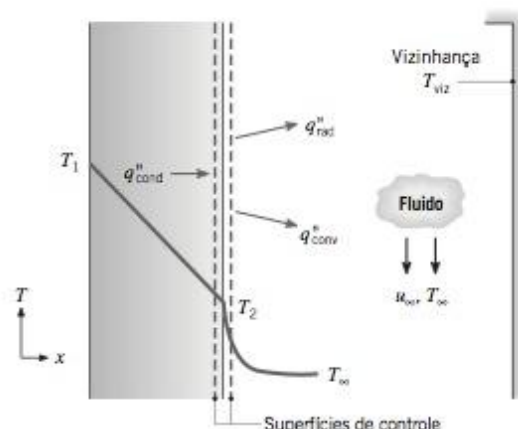



Figura 15.5 Balanço de energia para a conservação de energia em uma superfície de um meio.

Na Fig. 15.5 são mostrados três processos de transferência de calor para a superfície de controle. Com base em uma superfície de área unitária, eles são a condução do meio *para* a superfície de controle (q''_{cond}), a convecção *da* superfície para um fluido (q''_{conv}) e troca líquida de calor por radiação da superfície para a vizinhança (q''_{rad}). O balanço de energia na superfície assume então a forma

$$q''_{cond} - q''_{conv} - q''_{rad} = 0 \tag{15.15}$$

e podemos representar cada um dos termos utilizando as equações apropriadas de taxa, Eqs. 15.2, 15.3 e 15.7.

EXEMPLO 15.5

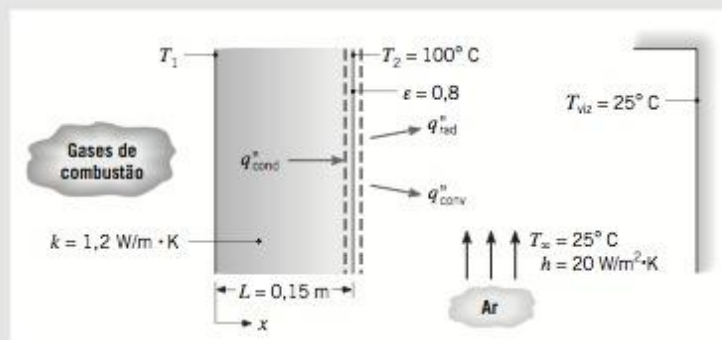
APLICANDO O BALANÇO DE ENERGIA EM SUPERFÍCIE COM MÚLTIPLOS MODOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Os gases quentes da combustão em um forno são separados do ar ambiente e de sua vizinhança, que estão a 25°C, por uma parede de tijolos de 0,15 m de espessura. O tijolo tem uma condutividade térmica de 1,2 W/m·K e uma emissividade superficial de 0,8. Em condições de regime permanente é medida uma temperatura de 100°C na superfície externa. A transferência de calor por convecção livre para o ar adjacente à superfície é caracterizada por um coeficiente de convecção de $h = 20$ W/m^2·K. Qual é a temperatura da superfície interna do tijolo?

Solução

Dados: Temperatura da superfície externa de uma parede de um forno de espessura, condutividade térmica e emissividade conhecidas.

Determinar: A temperatura da superfície interna da parede, T_1.

Esquema e Dados Fornecidos:

Hipóteses:

1. Condições de regime permanente.
2. Transferência de calor unidimensional por condução através da parede.
3. A troca por radiação entre a superfície externa da parede e a vizinhança é equivalente a uma pequena superfície difusa e cinza e uma grande vizinhança isotérmica.

Figura E15.5

Análise: A temperatura da superfície interna T_1 pode ser obtida através do balanço de energia na superfície externa. Da Eq. 15.4

$$\dot{E}_{entrada} - \dot{E}_{saída} = 0$$

segue que, com base em uma unidade de área,

$$q''_{cond} - q''_{conv} - q''_{rad} = 0$$

ou rearrumando e substituindo as Eqs. 15.2, 15.3a e 15.7,

$$k\frac{T_1 - T_2}{L} = h(T_2 - T_\infty) + \varepsilon\sigma(T_2^4 - T_{viz}^4)$$

Logo, substituindo os valores numéricos apropriados, encontramos

$$1{,}2\ \text{W/m}\cdot\text{K}\frac{(T_1 - 373)\ \text{K}}{0{,}15\ \text{m}} = 20\ \text{W/m}^2\cdot\text{K}\ (373 - 298)\ \text{K}$$
$$+ 0{,}8(5{,}67\times 10^{-8}\ \text{W/m}^2\cdot\text{K}^4)(373^4 - 298^4)\ \text{K}^4$$
$$= 1500\ \text{W/m}^2 + 520\ \text{W/m}^2 = 2020\ \text{W/m}^2$$

Resolvendo para T_1, encontramos a temperatura da parede interna como

$$T_1 = 373\ \text{K} + \frac{0{,}15\ \text{m}}{1{,}2\ \text{W/m}\cdot\text{K}}(2020\ \text{W/m}^2) = 625\ \text{K} = 352°\text{C} \ \triangleleft$$

Comentários:

1. Observe que a contribuição da troca por radiação para a taxa total de transferência de calor da superfície externa é significativa. A contribuição relativa diminuiria, entretanto, com o aumento de h e/ou a diminuição de T_2.
2. Quando utilizamos balanços de energia envolvendo troca por radiação e outros modos de transferência de calor, é recomendável representar todas as temperaturas na unidade Kelvin. Essa recomendação é *necessária* quando a temperatura desconhecida aparece no termo da radiação e em um ou mais dos outros termos.

EXEMPLO 15.6

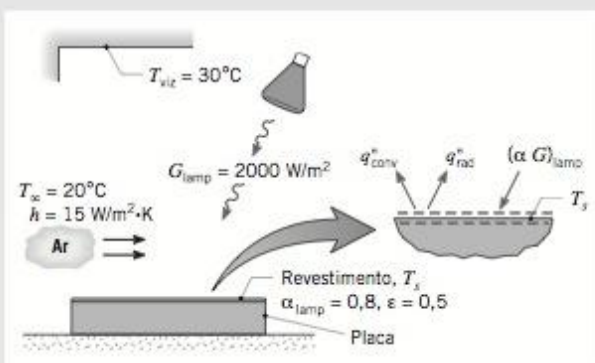
CURANDO UM REVESTIMENTO COM UMA FONTE RADIANTE

O revestimento de uma placa é curado através de sua exposição a uma lâmpada de infravermelho que fornece uma irradiação de 2000 W/m^2. Ela absorve 80% da irradiação proveniente da lâmpada e possui uma emissividade 0,50. O revestimento também é exposto a uma corrente de ar e a uma grande vizinhança cujas temperaturas são 20°C e 30°C, respectivamente. O coeficiente de convecção entre o revestimento e o ar ambiente é 15 W/m^2·K e o lado posterior da placa é isolado termicamente. Qual é a temperatura da placa revestida?

Solução

Dados: Revestimento com propriedades de radiação fornecidas é curado por irradiação proveniente de uma lâmpada de infravermelho. A transferência de calor do revestimento se dá por convecção para o ar ambiente e por radiação com a vizinhança.

Determinar: A temperatura da placa revestida, T_s.

Esquema e Dados Fornecidos:

Hipóteses:

1. Condições de regime permanente.
2. Perda de calor do lado posterior da placa desprezível.
3. A placa é um objeto pequeno em uma grande vizinhança. O revestimento é difuso-cinzento, tendo uma absortividade de $\alpha = \varepsilon = 0{,}5$ em relação à irradiação da vizinhança.
4. A absortividade da irradiação da lâmpada é $\alpha_{lamp} = 0{,}80$.

Figura E15.6

Análise: Uma vez que o processo corresponde às condições de regime permanente e não há transferência de calor na parte posterior da placa, a placa e o revestimento estão a T_s. Logo, a temperatura do revestimento da placa pode ser determinada colocando uma superfície de controle em torno da superfície exposta e aplicando-se a Eq. 15.14

$$\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{saída}} = 0$$

Com entrada de energia devida à absorção da irradiação da lâmpada e saída de energia devida à convecção e à transferência líquida por radiação para a vizinhança, segue que

$$(\alpha G)_{\text{lamp}} - q''_{\text{conv}} - q''_{\text{rad}} = 0$$

Substituindo as equações de taxa das Eqs. 15.3a e 15.7, obtemos

$$(\alpha G)_{\text{lamp}} - h(T_s - T_\infty) - \varepsilon\sigma(T_s^4 - T_{\text{viz}}^4) = 0$$

Substituindo valores numéricos,

$$0{,}8 \times 2000 \text{ W/m}^2 - 15 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}(T_s - 293) \text{ K} - 0{,}5 \times 5{,}67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4(T_s^4 - 303^4) \text{ K}^4 = 0$$

e resolvendo iterativamente, obtemos a temperatura do revestimento

$$T_s = 377 \text{ K} = 104°\text{C} \quad \triangleleft$$

Comentários: A temperatura do revestimento (da placa) pode ser elevada aumentando-se T_∞ e T_{viz}, assim como diminuindo-se a velocidade do ar e, assim, o coeficiente de convecção.

EXEMPLO 15.7

IDENTIFICANDO OS MODOS RELEVANTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Um recipiente completamente fechado cheio com café quente encontra-se em uma sala cujo ar e paredes estão a uma temperatura fixa. Identifique todos os processos de transferência de calor que contribuem para o resfriamento do café. Teça comentários sobre as características que contribuiriam para melhorar o projeto do recipiente.

Solução

Dados: Café quente encontra-se separado de sua vizinhança mais fria por um frasco de plástico, um espaço de ar e uma cobertura plástica.

Determinar: Os processos relevantes de transferência de calor.

Esquema e Dados Fornecidos:

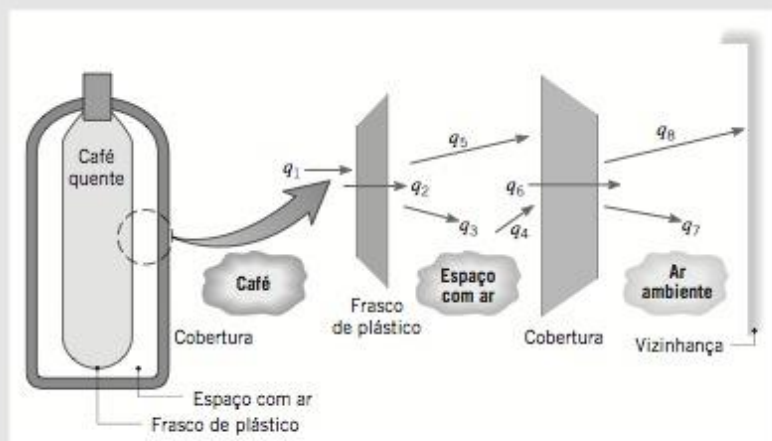



Figura E15.7

Análise: As trajetórias para a transferência de energia do café para o ar e a vizinhança são os seguintes:

q_1: convecção livre do café para o frasco
q_2: condução através do frasco
q_3: convecção livre do frasco para o espaço de ar
q_4: convecção livre do espaço de ar para a cobertura
q_5: troca líquida por radiação entre a superfície externa do frasco e a superfície interna da cobertura
q_6: condução através da cobertura
q_7: convecção livre da cobertura para o ar ambiente
q_8: troca líquida por radiação entre a superfície externa da cobertura e a vizinhança.

Comentários: Melhorias do projeto estão associadas com (1) usar superfícies aluminizadas (baixa emissividade) para o frasco e a cobertura para reduzir a troca líquida por radiação e (2) fazer o vácuo no espaço de ar ou utilizar um material de preenchimento para retardar a convecção livre.

15.4 Resumo do Capítulo e Guia de Estudo

Embora a maior parte do material deste capítulo vá ser tratada com maiores detalhes nos capítulos a seguir, você agora já deve ter uma visão geral razoável da transferência de calor. Em particular, você deve estar a par dos diversos *modos de transferência de calor* e de suas *origens físicas*. Além disso, dada uma situação física específica, você deve ser capaz de identificar os fenômenos de transporte relevantes (veja Exemplo 15.7). Você deve estar apto a utilizar as *equações de taxas* na Tabela 15.2 (veja a seguir) para calcular as taxas de transferência. O princípio da conservação de energia desempenha um papel importante na transferência de calor e, como na termodinâmica e na mecânica dos fluidos, é muito importante a identificação cuidadosa dos *sistemas, volumes de controle* e *superfícies de controle*. O princípio da conservação de energia pode ser utilizado com as equações de taxa para resolver numerosos problemas de transferência de calor. A seguinte lista fornece um guia de estudo para este capítulo. Quando seu estudo do texto e os exercícios no fim do capítulo estiverem completados você deve ser capaz de

- descrever o significado dos termos listados nas margens ao longo do capítulo e entender cada um dos conceitos relacionados. O subconjunto de termos-chave listado aqui na margem é particularmente importante.
- identificar os mecanismos físicos associados com a transferência de calor por condução, convecção e radiação.
- explicar a diferença entre *fluxo* térmico e *taxa* de transferência de calor e especificar as unidades apropriadas.
- escrever a lei de Fourier e explicar seu papel na transferência de calor.
- explicar a condutividade térmica e especificar suas unidades.
- escrever a lei do resfriamento de Newton e explicar o papel desempenhado pelo coeficiente de transferência de calor por convecção.

modos de transferência de calor
fluxo térmico, taxa de calor
lei de Fourier
condutividade térmica
lei do resfriamento de Newton
coeficiente de convecção

TABELA 15.2 Resumo dos processos de transferência de calor

Modo	Mecanismo(s)	Equação das taxas	Número da equação	Propriedade ou coeficiente de transporte
Condução	Transferência de energia devida à atividade molecular/atômica	$q''_x(\text{W/m}^2) = -k\dfrac{dT}{dx}$	(15.1)	k (W/m · K)
Convecção	Transferência de energia devida ao movimento molecular (condução) mais a energia transferida devida ao movimento global (advecção)	$q''(\text{W/m}^2) = h(T_s - T_\infty)$	(15.3a)	h (W/m2 · K)
Radiação	Transferência de energia por ondas eletromagnéticas; troca por radiação, grande vizinhança difusa cinzenta	$q''(\text{W/m}^2) = \varepsilon\sigma(T_s^4 - T_{viz}^4)$ ou $q''(W) = h_{rad}(T_s - T_{viz})$	(15.7) (15.8)	ε h_{rad} (W/m2 · K)

lei de Stefan-Boltzmann
emissividade, absortividade
balanço da taxa de energia
balanço de energia em uma superfície

- escrever a lei de Stefan-Boltzmann e identificar qual unidade de temperatura deve ser utilizada com essa lei.
- explicar emissividade, absortividade e o papel desempenhado na caracterização da transferência por radiação em uma superfície.
- escrever a exigência da conservação de energia interna para um sistema com base nas taxas. Identificar os termos que representam os fenômenos de superfície e volumétrico.
- escrever o balanço de energia da superfície e identificar os termos.

PROBLEMAS

Condução

15.1 Uma laje horizontal de concreto de um porão tem 11 m de comprimento, 8 m de largura e 0,20 m de espessura. Durante o inverno, as temperaturas são nominalmente 17°C e 10°C nas superfícies superior e inferior, respectivamente. Se o concreto tem uma condutividade térmica de 1,4 W/m·K, qual a taxa de transferência de calor através da laje?

15.2 Uma taxa de transferência de calor de 3 KW é conduzida através de uma seção de um material isolante de área transversal 10 m² e espessura 2,5 cm. Se a temperatura da superfície interna (quente) é 415°C e a condutividade térmica do material é 0,2 W/m·K, qual é a temperatura da superfície externa?

15.3 Uma parede de concreto, cuja área superficial é 20 m² e tem 0,30 m de espessura, separa o ar condicionado de um recinto do ar ambiente. A temperatura da superfície interna da parede é mantida a 25°C e a condutividade térmica do concreto é 1W/m·K.

(a) Determine a taxa de transferência de calor através da parede para temperaturas da superfície externa numa faixa de −15°C a 38°C, que correspondem aos extremos inverno e verão, respectivamente. Represente seus resultados graficamente.

(b) Em seu gráfico, represente também a taxa de transferência de calor em função da temperatura da superfície externa para materiais de parede com condutividades térmicas de 0,75 e 1,25 W/m·K. Explique a família de curvas obtida.

15.4 (CD-ROM)

15.5 (CD-ROM)

Convecção

15.6 O invólucro de um transistor de potência, que tem comprimento $L = 10$ mm e diâmetro $D = 12$ mm, é resfriado por uma corrente de ar de temperatura $T_\infty = 25°C$, conforme mostrado na Fig. P15.6.

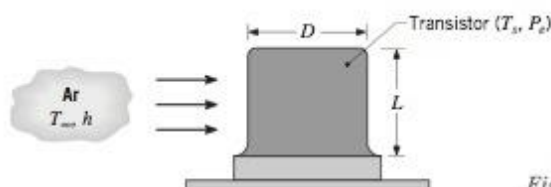



Figura P15.6

Sob condições para as quais o ar mantém um coeficiente de convecção médio $h = 100$ W/m²·K na superfície do invólucro, qual é a máxima dissipação de potência P_e permitida para que a temperatura da superfície T_s não exceda 85°C?

15.7 Um aquecedor elétrico de cartucho possuía a forma de um cilindro de comprimento $L = 200$ mm e diâmetro externo $D = 20$ mm. Em condições normais de operação o aquecedor dissipa 2 kW, quando submerso em uma corrente de água que está a 20°C onde o coeficiente de transferência de calor por convecção é de $h = 5.000$ W/m²·K. Desprezando a transferência de calor pelas extremidades do aquecedor, determine sua temperatura superficial T_s. Se o escoamento da água for inadvertidamente interrompido e o aquecedor permanecer em funcionamento, a superfície do aquecedor passa a ser exposta ao ar que também se encontra a 20°C, mas para o qual $h = 50$ W/m²·K. Qual é a temperatura superficial correspondente? Quais são as conseqüências de tal evento?

15.8 Um controlador de temperatura de um secador de roupas consiste em um interruptor bimetálico montado sobre um aquecedor elétrico que se encontra preso a uma junta isolante montada em uma parede (Fig. P15.8). O interruptor é ajustado para abrir a 70°C, que é a máxima temperatura do ar no secador. A fim de operar o secador a uma temperatura do ar mais baixa, é fornecida potência suficiente para o aquecedor tal que o interruptor alcança 70°C (T_{set}) quando a temperatura do ar T_∞ for menor que T_{set}. Se o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o ar e a superfície exposta do interruptor com 30 mm² é 25 W/m²·K, qual potência do aquecedor é necessária para que a temperatura desejada do ar do secador seja $T_\infty = 50°C$?

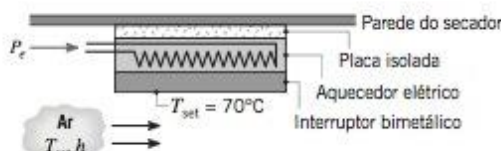



Figura P15.8

15.9 (CD-ROM)

15.10 (CD-ROM)

Radiação

15.11 Uma sonda esférica interplanetária de 0,5 m de diâmetro contém dispositivos eletrônicos que dissipam 150 W. Se a

superfície da sonda tem uma emissividade 0,8 e a sonda não recebe radiação do Sol ou do espaço sideral, qual a temperatura de sua superfície?

15.12 Uma superfície com área de 0,5 m^2, emissividade 0,8 e temperatura de 150°C é colocada em uma câmara de vácuo cujas paredes são mantidas a 25°C. Qual a taxa na qual a radiação é *emitida* pela superfície? Qual a taxa líquida na qual a radiação é *trocada* entre a superfície e as paredes da câmara?

15.13 Uma câmara de vácuo, como a utilizada na deposição de filmes finos condutores em microcircuitos, é constituída de uma placa base mantida por um aquecedor elétrico a $T_s = 300$ K e de um revestimento no invólucro mantido a 77 K pela circulação de nitrogênio líquido (LN_2) refrigerante. LN_2 entra como líquido saturado, sofre evaporação e deixa o circuito como vapor saturado. A placa de base, isolada no lado inferior, tem 0,3 m de diâmetro e uma emissividade de $\varepsilon = 0{,}25$.

(a) Que potência elétrica P_e deve ser fornecida ao aquecedor da placa base ?

(b) A que taxa o nitrogênio líquido deve ser fornecido ao revestimento se seu calor de vaporização (h_{fg}) é 125 kJ/kg?

(c) Para reduzir o consumo de nitrogênio líquido, propõe-se fixar uma fina lâmina de alumínio ($\varepsilon = 0{,}09$) à placa base. Isso terá o efeito desejado?

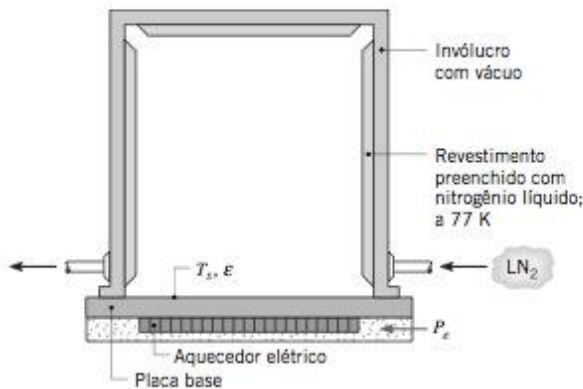



Figura P15.13

15.14 (CD-ROM)

15.15 (CD-ROM)

BALANÇO DE ENERGIA E EFEITOS MULTIMODOS

15.16 Considere o tubo de vapor do Exemplo 15.2. O gerente de produção quer que você recomende métodos para reduzir a transferência de calor para o ambiente, e duas opções são propostas. A primeira opção seria restringir o movimento do ar em torno da superfície externa do tubo e assim reduzir o coeficiente de convecção em um fator dois. A segunda opção seria revestir a superfície externa do tubo com uma pintura de baixa emissividade ($\varepsilon = 0{,}4$). Qual das opções você recomendaria?

15.17 O processo de cura do Exemplo 15.6 envolve a exposição da placa à irradiação de uma lâmpada infravermelha e a um resfriamento concomitante por convecção e troca por radiação com a vizinhança. De forma alternativa, no lugar da lâmpada, o aquecimento pode ser alcançado inserindo-se a placa em um forno cujas paredes (a vizinhança) são mantidas a uma temperatura elevada. Considere condições para as quais as paredes do forno estão a 200°C, o ar que escoa sobre a placa está a $T_\infty = 20$°C e $h = 15$ W/m^2·K e o revestimento tem uma emissividade $\varepsilon = 0{,}5$. Qual é a temperatura do revestimento?

15.18 (CD-ROM)

15.19 (CD-ROM)

15.20 Em uma estação espacial em órbita, um conjunto eletrônico é alojado em um compartimento com área de superfície $A_s = 1$ m^2, que está exposta ao espaço. Em condições normais de operação, os dispositivos eletrônicos dissipam 1 kW, que deve ser totalmente transferido da superfície exposta para o espaço sideral (0 K). Se a emissividade da superfície é 1,0 e a superfície não está exposta ao sol, qual a sua temperatura em regime permanente? Se a superfície for exposta a um fluxo solar de 750 W/m^2, e sua absortividade à radiação solar for 0,25, qual é a sua temperatura em regime permanente?

15.21 Dispositivos eletrônicos de potência são montados em um *dissipador de calor* com uma área superficial exposta de 0,045 m^2 e uma emissividade de 0,80 (Fig. P15.21). Quando os dispositivos dissipam uma potência total de 20 W e o ar e a vizinhança estão a 27°C, a temperatura média do dissipador é de 42°C. Qual será a temperatura média do dissipador quando os dispositivos dissiparem 30 W nas mesmas condições ambientais?

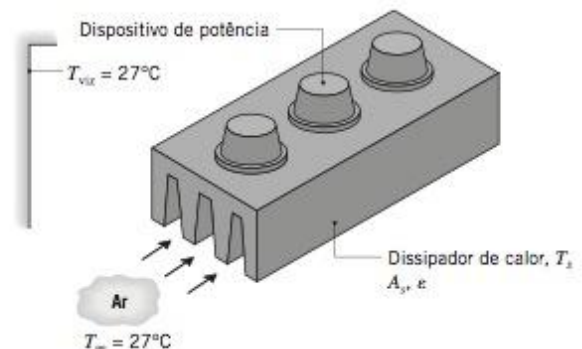



Figura P15.21

15.22 (CD-ROM)

15.23 (CD-ROM)

IDENTIFICAÇÃO DE PROCESSOS

15.24 Ao analisar o desempenho de um sistema térmico, o engenheiro deve ser capaz de identificar os processos de transferência de calor relevantes. Só então o comportamento do sistema pode ser apropriadamente quantificado. Para os sistemas a seguir, identifique os processos pertinentes, designando-os através de setas apropriadamente denominadas em um esquema do sistema. Responda também às perguntas adicionais que aparecem no enunciado de cada problema.

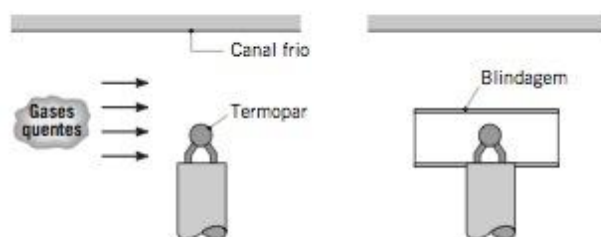



Figura P15.24

(a) Identifique os processos de transferência de calor que determinam a temperatura de um pavimento de asfalto em um dia de verão. Escreva um balanço de energia para a superfície do pavimento.

(b) Considere uma parte exposta de seu corpo (por exemplo, seu antebraço com uma camisa de manga curta) enquanto você está sentado em um quarto. Identifique todos os processos de transferência de calor que ocorrem na superfície de sua pele. Com o propósito de economizar combustível e dinheiro, você mantém o termostato de sua casa ajustado em 15°C (59°F) nos meses de inverno. Você pode suportar essa temperatura se a temperatura do ar externo (ambiente) for superior a −10°C (14°F), mas sentir frio se a temperatura do ambiente cair muito abaixo desse valor. Você está imaginando coisas?

(c) Uma junção termopar é utilizada para medir a temperatura de uma corrente de gás quente escoando através de um canal pela imersão da junção na corrente principal do gás. A superfície do canal é resfriada de modo que sua temperatura é bem inferior à do gás. Identifique os processos de transferência de calor associados com a superfície da junção. A junção indicará uma temperatura menor, igual ou maior que a temperatura do gás? Uma blindagem à radiação é um pequeno tubo com as extremidades abertas que engloba a junção termopar e permite ainda a passagem do gás através do tubo. Como o uso de tal blindagem melhora a precisão da medição da temperatura?

Transferência de Calor por Condução

Introdução…

No Cap. 15, aprendemos que a transferência de calor por condução é regida pela *lei de Fourier*. Aprendemos também que, com base no conhecimento de como a temperatura varia em um meio, ou seja, a *distribuição de temperatura*, a lei pode ser utilizada para determinar o *fluxo térmico*. O objetivo em uma análise de condução é determinar a distribuição de temperatura em um meio resultante das condições impostas em suas fronteiras.

objetivos do capítulo

O ***primeiro objetivo*** deste capítulo é compreender como a *equação de calor*, baseada na lei de Fourier e no requisito da conservação de energia, pode ser utilizada para obtenção da distribuição de temperatura em um meio para condições de regimes *permanente* e *transiente*. O ***segundo objetivo*** é mostrar como os *circuitos térmicos* podem ser utilizados para modelar o fluxo de calor em regime permanente em formas geométricas usuais, como em uma parede plana, um cilindro, uma esfera e em superfícies estendidas (aletas). O ***terceiro objetivo*** é resolver problemas de *condução transiente* utilizando o *método da capacitância concentrada*, apropriado quando uma única temperatura pode ser utilizada para caracterizar a resposta no tempo do meio submetido a uma variação das condições térmicas na fronteira. Quando *efeitos espaciais* tiverem de ser considerados, usaremos soluções analíticas para a equação de calor.

16.1 Introdução à Análise da Condução

A análise da condução diz respeito à determinação da distribuição de temperatura em um meio resultante das condições em suas fronteiras. Com o conhecimento da distribuição de temperatura, a distribuição do fluxo térmico pode ser determinada utilizando-se a lei de Fourier.

16.1.1 Um Pouco Mais Sobre a Lei de Fourier

Na Seção 15.1.1, apresentamos a *lei de Fourier*, Eq. 15.1, que relaciona o *fluxo térmico* (W/m^2) na direção x, por unidade de área perpendicular à direção da transferência ao produto da *condutividade térmica* (W/m·K) pelo *gradiente de temperatura* (dT/dx), na direção x

$$q''_x = -k\frac{dT}{dx} \tag{16.1}$$

A lei de Fourier, como escrita anteriormente, implica que o fluxo térmico seja uma grandeza direcional. A relação entre o sistema de coordenadas, a direção do fluxo térmico e o gradiente de temperatura em *uma dimensão* está ilustrada na Fig. 16.1*a*. Se a distribuição de temperatura for linear, o gradiente for constante e, por conseguinte, o fluxo térmico for constante: q''_x será independente de x. Quando a *distribuição de temperatura* for não linear com a coordenada x, conforme mostrado na Fig. 16.1*b*, o gradiente não será mais constante e, conseqüentemente, o fluxo de calor será uma função, $q''_x(x)$, da coordenada x. Exploraremos mais tarde quais as condições que dão origem a ***distribuições de fluxo térmico*** não lineares e não constantes.

distribuição do fluxo térmico

Considere o objeto da Fig. 16.1*c* com condução *bidimensional*. Observe a curva de temperatura constante, denominada *isoterma*, próxima ao ponto médio do objeto. O fluxo térmico, q''_x, uma grandeza vetorial, está na direção normal à isoterma. O fluxo térmico é mantido por um gradiente de temperatura na direção n e pode ser expresso em termos das componentes segundo as direções x e y

$$\mathbf{q}''_n = \mathbf{q}''_x + \mathbf{q}''_y$$

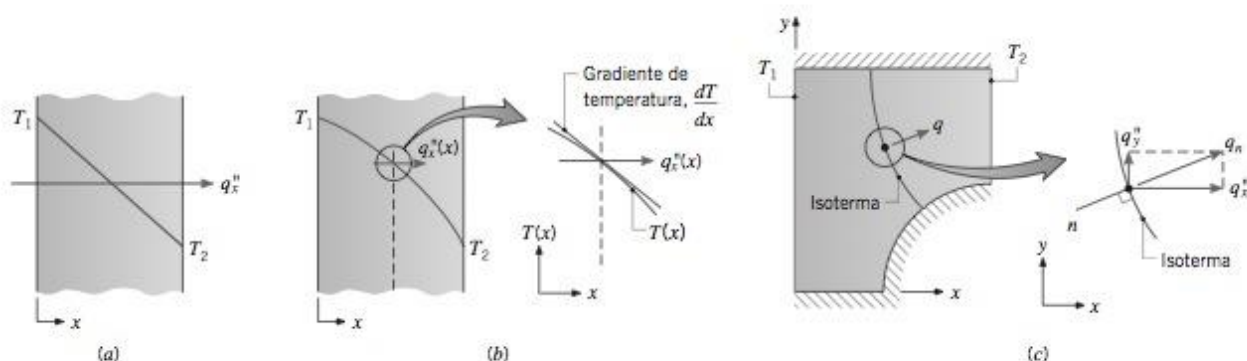



Figura 16.1 Relação entre fluxo térmico, gradiente de temperatura e sistema de coordenadas. Distribuições unidimensionais de temperatura: (a) linear com fluxo térmico constante e (b) não linear com fluxo térmico variável. (c) Vetor fluxo térmico normal à isoterma em um sistema de coordenadas bidimensional.

Cada uma das componentes do fluxo térmico poderia ser representada em termos de seu respectivo gradiente. Embora tratemos neste livro apenas da condução unidimensional, observe que os conceitos que você irá aprender podem ser estendidos aos casos de condução bi e tridimensional.

A lei de Fourier é oriunda da observação fenomenológica. Isto é, desenvolvida a partir de fenômenos observados – a generalização de evidências experimentais exaustivas – ao invés de dedução a partir de princípios gerais. A expressão define a propriedade importante do material, *condutividade térmica* (veja Fig. 16.2), uma das diversas *propriedades termofísicas* (de *transporte*) que você encontrará na realização das análises de condução. Valores tabelados das propriedades termofísicas necessárias para a solução de problemas de transferência de calor são fornecidos no Apêndice TC para determinados materiais técnicos (TC-1), materiais comuns (TC-2), gases (TC-3), líquidos saturados (TC-4) e água saturada (TC-5). Muitos dos problemas dos exemplos irão mostrar como usar as tabelas de forma eficiente.

16.1.2 Equação do Calor

Consideraremos agora a maneira pela qual a distribuição de temperatura em um meio resultante das condições impostas nas fronteiras pode ser determinada.

Determinaremos a distribuição de temperatura $T(x,t)$ associada com a transferência de calor unidimensional (em coordenadas cartesianas) em um meio estacionário homogêneo com uma geração volumétrica de energia uniforme $\dot{q}$ (W/m^3, veja Eq. 15.12). Vamos definir um sistema diferencial (elementar), identificar os processos de energia relevantes, apresentar as equações de taxa apropriadas e aplicar o princípio da conservação de energia. O resultado será uma equação diferencial cuja solução para uma determinada condição física existente na fronteira e condições iniciais definidas fornecerão a distribuição de temperatura em um meio.

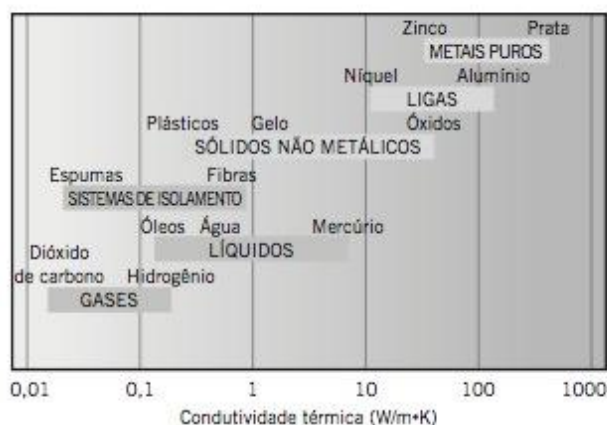



Figura 16.2 Faixa de condutividade térmica para várias fases da matéria em temperatura e pressão normais.

Equação do Calor: Dedução (CD-ROM)

Equação do Calor: Resultados

Para o caso anterior de condução transiente unidimensional com geração volumétrica de energia, a ***equação do calor*** é

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T}{\partial x}\right) + \dot{q} = \rho c\frac{\partial T}{\partial t} \qquad (16.2)$$

equação do calor

onde a temperatura é uma função da coordenada x e do tempo, $T(x,t)$.

Neste livro, mostraremos apenas as soluções para os casos transientes. Entretanto, iremos deduzir soluções para a formulação em regime permanente das equações de difusão de calor para estes casos:

Condições de regime permanente, com geração volumétrica de energia

$$\frac{d}{dx}\left(k\frac{dT}{dx}\right) + \dot{q} = 0 \qquad (16.3)$$

Condições de regime permanente, sem geração volumétrica de energia

$$\frac{d}{dx}\left(k\frac{dT}{dx}\right) = 0 \qquad (16.4)$$

onde a temperatura, $T(x)$, depende apenas da coordenada x.

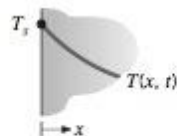
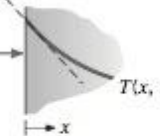
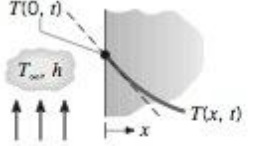
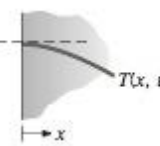
Observe o aparecimento das propriedades ρ, c e k na equação de calor da Eq. 16.2. O produto ρc (J/m^3·K) é comumente denominado ***capacidade calorífica volumétrica*** e mede a capacidade de um material armazenar energia sob a forma de calor. A condutividade térmica é uma *propriedade de transporte*, uma vez que é o coeficiente de taxa associado à lei de Fourier. Na análise de transferência de calor transiente por condução e por convecção, a razão entre a condutividade térmica k e a capacidade calorífica volumétrica é uma propriedade importante de transporte denominada ***difusividade térmica*** (m^2/s)

capacidade calorífica volumétrica

$$\alpha = \frac{k}{\rho c} \qquad (16.5)$$

difusividade térmica

Ela mede a capacidade de o material conduzir a energia térmica em relação a sua capacidade de armazená-la. Materiais com valores elevados de α responderão rapidamente a mudanças nas condições térmicas a eles impostas, enquanto materiais com valores reduzidos de α responderão mais lentamente, levando assim mais tempo para atingir uma nova condição de equilíbrio.

16.1.3 Condições de Contorno e Iniciais

Para determinar a distribuição de temperatura em um meio, é necessário resolver a formulação apropriada da equação de calor. Entretanto, tal solução depende das condições físicas existentes nas *fronteiras* do meio e, se a situação for dependente do tempo, das condições existentes no meio em um determinado *instante inicial*. Com relação às condições nas fronteiras ou *condições de contorno*, existem várias possibilidades usuais que são expressas de maneira simples em termos matemáticos. Devido à equação de calor, Eq. 16.2, ser de segunda ordem em relação a coordenadas espaciais, duas condições de contorno devem ser fornecidas para descrever o sistema. Entretanto, como a equação é de primeira ordem em relação ao tempo, apenas uma condição, denominada ***condição inicial,*** deve ser especificada.

condição inicial

Os três tipos de ***condições de contorno*** freqüentemente encontradas em processos de transferência de calor estão resumidos na Tabela 16.1. As condições são especificadas para a superfície $x = 0$ em um sistema unidimensional. A transferência de calor se dá na direção positiva de x com a distribuição de temperatura, que pode ser função do tempo, designada como $T(x,t)$.

condições de contorno

Primeira espécie. Temperatura constante na superfície. Essa condição se aproxima bastante da situação na qual, por exemplo, a superfície é submetida a uma convecção com um coeficiente de convecção extremamente alto. Tais condições ocorrem com a ebulição ou condensação e em ambas as situações a superfície permanece na temperatura do processo de mudança de fase.

Tabela 16.1 Condições de Contorno para a Equação do Calor na Superfície ($x = 0$)

1. Temperatura constante na superfície

$$T(0, t) = T_s \qquad (16.6)$$

2. Fluxo térmico constante na superfície

(a) Fluxo de calor finito

$$-k\frac{\partial T}{\partial x}\bigg|_{x=0} = q_s'' \qquad (16.7)$$

(b) Superfície adiabática ou isolada

$$\frac{\partial T}{\partial x}\bigg|_{x=0} = 0 \qquad (16.8)$$

3. Condição de convecção na superfície

$$-k\frac{\partial T}{\partial x}\bigg|_{x=0} = h[T_\infty - T(0, t)] \qquad (16.9)$$

Segunda espécie. Fluxo térmico constante na superfície. O fluxo térmico está relacionado ao gradiente de temperatura na superfície segundo a lei de Fourier. Essa condição poderia ser alcançada pela fixação de uma película ou uma malha de aquecimento aquecedor elétrico uniforme à superfície ou pela irradiação da superfície com uma lâmpada incandescente. Um caso particular dessa condição corresponde a uma superfície *perfeitamente isolada* ou *adiabática* para a qual o gradiente é nulo. Se houver *simetria* na distribuição de temperatura, uma superfície correspondente à temperatura máxima ou mínima também poderia representar uma superfície adiabática.

Terceira espécie. Condição de convecção na superfície. Essa condição corresponde à existência de um aquecimento (ou de um resfriamento) por convecção na superfície e é obtida a partir do balanço de energia na superfície como discutido na Seção 15.3.

16.2 Condução em Regime Permanente

Utilizando a equação do calor para condições de regime permanente, determinaremos a distribuição de temperatura em paredes planas unidimensionais e em sistemas radiais. Iremos apresentar o conceito de resistência térmica útil na representação de sistemas e suas condições de contorno por meio de um circuito térmico equivalente.

16.2.1 A Parede Plana

Na condução de calor unidimensional em uma parede plana sob condições de regime permanente, a temperatura é uma função apenas da coordenada x e a transferência de calor ocorre exclusivamente nessa direção. Na Fig. 16.4*a* , uma parede plana separa dois fluidos em temperaturas diferentes. A transferência de calor ocorre por convecção do fluido quente a $T_{\infty,1}$ para uma superfície da parede a $T_{s,1}$, por condução através da parede e por convecção a partir da outra superfície da parede a $T_{s,2}$ para o fluido frio a $T_{\infty,2}$. Começamos por analisar as condições no interior da parede. Determinamos em primeiro lugar a distribuição de temperatura, a partir da qual podemos então obter a taxa de transferência de calor por condução.

Distribuição de Temperatura

A distribuição de temperatura na parede pode ser determinada pela resolução da equação de calor com as condições de contorno pertinentes. Para condições de regime permanente sem geração de energia no interior da parede, a forma apropriada da equação de calor é a Eq. 16.4

$$\frac{d}{dx}\left(k\frac{dT}{dx}\right) = 0$$

Observe que o termo entre parênteses representa o fluxo térmico. Logo, para a *condução unidimensional em uma parede plana sem geração, o fluxo térmico é uma constante, independente de x*. Se a condutividade térmica do material da parede for constante, a equação pode ser integrada duas vezes obtendo-se a *solução geral*

$$T(x) = C_1x + C_2 \qquad (16.10)$$

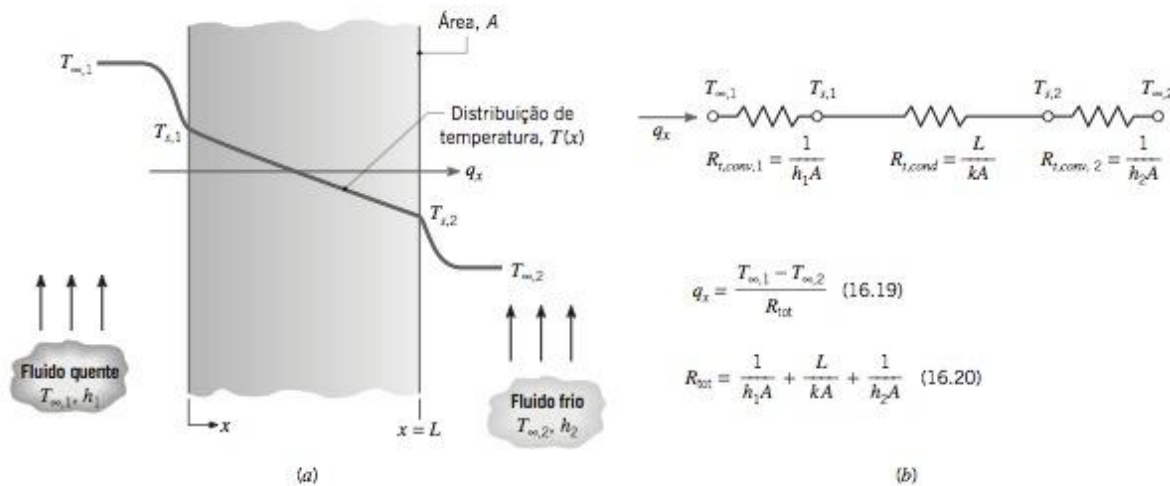



Figura 16.4 Transferência de calor através de uma parede plana. (a) Distribuição de temperatura. (b) Circuito térmico equivalente.

Para obtermos as constantes de integração C_1 e C_2, as *condições de contorno* devem ser introduzidas. Escolhemos aplicar as condições de contorno de *primeira espécie* em $x = 0$ e $x = L$, caso no qual

$$T(0) = T_{s,1} \qquad \text{e} \qquad T(L) = T_{s,2}$$

Aplicando a condição para $x = 0$ na solução geral, então

$$C_2 = T_{s,1}$$

Analogamente, em $x = L$

$$T_{s,2} = C_1 L + C_2 = C_1 L + T_{s,1}$$

caso em que

$$C_1 = \frac{T_{s,2} - T_{s,1}}{L}$$

Substituindo na solução geral, a distribuição de temperatura é, então,

$$T(x) = (T_{s,2} - T_{s,1})\frac{x}{L} + T_{s,1} \tag{16.11}$$

Desse resultado é evidente que, *para condução unidimensional em regime permanente em uma parede plana sem geração de energia e com condutividade térmica constante, a temperatura varia linearmente com x.*

Agora que temos a distribuição de temperatura, podemos utilizar a lei de Fourier, Eq. 16.1, para determinar o *fluxo térmico* por condução (W/m²). Isto é,

$$q''_x = -k\frac{dT}{dx} = \frac{k}{L}(T_{s,1} - T_{s,2}) \tag{16.12}$$

Para a parede plana, A é a área da parede normal à direção da transferência de calor e é uma constante independente de x, logo a *taxa de calor* por condução (W) é

$$q_x = q''_x A = \frac{k}{L}A(T_{s,1} - T_{s,2}) \tag{16.13}$$

As Eqs. 16.12 e 16.13 indicam que tanto o fluxo térmico quanto a taxa de calor são constantes e independentes de x.

Observe que optamos por impor as temperaturas nas superfícies em $x = 0$ e $x = L$ como condições de contorno, embora usualmente sejam conhecidas as temperaturas do fluido e não as temperaturas das superfícies. Entretanto, uma vez que as temperaturas da superfície e do fluido a ela adjacente são facilmente relacionadas através de um balanço de energia na superfície (veja Seção 15.3), é uma questão simples expressar as Eqs. 16.11 a 16.13 em termos das temperaturas dos fluidos em vez das temperaturas das superfícies. De forma alternativa, resultados equivalentes poderiam ser obtidos diretamente pelo uso dos balanços de energia nas superfícies da parede como condições de contorno de *terceira espécie* no cálculo das constantes da Eq. 16.10 (veja o Problema 16.7).

RESISTÊNCIA TÉRMICA E CIRCUITOS TÉRMICOS

Observamos nesse ponto que um conceito muito importante é sugerido pela Eq. 16.13. Em particular, existe nele uma analogia entre condução de calor e corrente elétrica. Assim como uma resistência elétrica está associada à condução de eletricidade, uma resistência térmica pode ser associada à condução de calor. Definindo resistência como a razão entre o potencial motriz e a correspondente taxa de transferência, conclui-se com base na Eq. 16.13 que a ***resistência térmica na condução*** em uma ***parede plana*** é

resistência térmica: condução em uma parede plana

$$R_{t,\,\text{cond}} = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{q_x} = \frac{L}{kA} \tag{16.14}$$

Analogamente, para a condução elétrica no mesmo sistema, a lei de Ohm fornece uma resistência elétrica da forma

$$R_e = \frac{\mathcal{E}_{s,1} - \mathcal{E}_{s,2}}{I} = \frac{L}{\sigma_e A} \tag{16.15}$$

onde $\varepsilon_{s,1} - \varepsilon_{s,2}$ é o potencial motriz (diferença de potencial elétrico), I, a taxa de transferência (corrente elétrica), e σ_e, a condutividade elétrica. A analogia entre calor e corrente elétrica é vista comparando-se as Eqs. 16.14 e 16.15.

Uma resistência térmica também pode ser associada à transferência de calor por convecção em uma superfície. Da lei do resfriamento de Newton,

$$q = hA(T_s - T_\infty) \tag{16.16}$$

a ***resistência térmica na convecção*** proveniente de uma superfície é, então,

resistência térmica: convecção

$$R_{t,\,\text{conv}} = \frac{T_s - T_\infty}{q} = \frac{1}{hA} \tag{16.17}$$

circuito térmico

nós

As representações de circuito fornecem uma ferramenta útil tanto para a conceituação quanto para a quantificação de problemas de transferência de calor. O ***circuito térmico*** equivalente para a parede plana com condições de convecção na superfície é mostrado na Fig. 16.4*b*. O circuito é composto de elementos resistivos e ***nós*** que representam as temperaturas da superfície ou dos fluidos. A taxa de transferência de calor pode ser determinada a partir das condições em separado ou combinadas dos elementos e dos nós na malha. Como q_x é constante ao longo da malha, temos

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{s,1}}{1/h_1 A} = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{L/kA} = \frac{T_{s,2} - T_{\infty,2}}{1/h_2 A} \tag{16.18}$$

Em termos da *diferença de temperatura global*, $T_{\infty,1} - T_{\infty,2}$, e da *resistência térmica total*, R_{tot}, a taxa de transferência de calor também pode ser expressa por

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}{R_{\text{tot}}} \tag{16.19}$$

Devido às resistências à condução e convecção estarem em série e poderem ser somadas, temos que a ***resistência térmica total*** é

$$R_{tot} = R_{t,conv,1} + R_{t,cond} + R_{t,conv,2} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{L}{kA} + \frac{1}{h_2 A} \quad (16.20)$$

resistência térmica total

Uma outra resistência térmica pode ainda ser pertinente se a superfície for exposta a uma *grande vizinhança isotérmica* (Seção 15.1.3). Em particular, a troca por radiação entre a superfície e sua vizinhança pode ser importante e a taxa pode ser determinada da Eq. 15.8. Então a ***resistência térmica para radiação*** pode ser definida como

$$R_{t,rad} = \frac{T_s - T_{sur}}{q_{rad}} = \frac{1}{h_{rad} A} \quad (16.21)$$

resistência térmica: coeficiente de radiação

onde h_{rad}, o *coeficiente de radiação linearizado*, é determinado com base na Eq. 15.9. As resistências da superfície à radiação e à convecção atuam em paralelo e, se $T_\infty = T_{viz}$, elas podem ser combinadas para obtermos uma única resistência efetiva de superfície.

Parede Composta

Circuitos térmicos equivalentes também podem ser utilizados em sistemas mais complexos, como, por exemplo, *paredes compostas*. Essas paredes podem envolver um número qualquer de resistências térmicas em série e paralelo devido às camadas de diferentes materiais. Considere a *parede composta em série* da Fig. 16.5. A taxa de transferência de calor unidimensional para esse sistema pode ser expressa como

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,3}}{R_{tot}} \quad (16.22)$$

onde $T_{\infty,1} - T_{\infty,3}$ é a diferença de temperatura *global* e R_{tot} inclui todas as resistências térmicas. Logo,

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,3}}{[(1/h_1 A) + (L_A/k_A A) + (L_B/k_B A) + (1/h_3 A)]} \quad (16.23)$$

De forma alternativa, a taxa de transferência de calor pode ser relacionada à diferença de temperatura e à resistência associada a cada elemento. Por exemplo,

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{s,1}}{(1/h_1 A)} = \frac{T_{s,1} - T_2}{(L_A/k_A A)} = \frac{T_2 - T_{s,3}}{(L_B/k_B A)} \quad (16.24)$$

Em sistemas compostos, é freqüentemente conveniente trabalharmos com um ***coeficiente global de transferência de calor,*** U, que é definido por uma expressão análoga à lei do resfriamento de Newton.

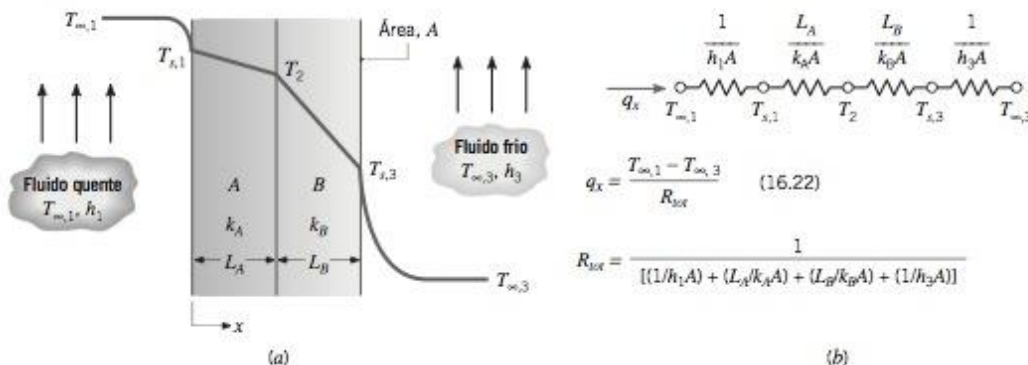



Figura 16.5 Parede composta em série (a) com convecção nas superfícies e (b) circuito térmico equivalente.

Assim sendo,

coeficiente global de transferência de calor

$$q_x = UA\,\Delta T \tag{16.25}$$

onde ΔT é a diferença de temperatura global. O coeficiente global de transferência de calor está relacionado à *resistência térmica total*, e, a partir das Eq. 16.22 e 16.25, vemos que $UA = 1/R_{tot}$. Logo, para a parede composta da Fig. 16.5,

$$U = \frac{1}{R_{tot}A} = \frac{1}{[(1/h_1) + (L_A/k_A) + (L_B/k_B) + (1/h_3)]} \tag{16.26}$$

De forma geral, podemos escrever

$$R_{tot} = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{UA} \tag{16.27}$$

Paredes compostas também podem ser caracterizadas por *configurações do tipo série-paralelo* e a taxa de transferência de calor determinada por uma malha composta de resistências térmicas em arranjos em série e em paralelo. (CD-ROM)

Figura 16.7 Queda de temperatura devida à resistência térmica de contato.

Resistência de Contato

Embora desprezada até o momento, é importante reconhecer que, em sistemas compostos, a queda de temperatura através da *interface* entre os materiais pode ser apreciável. Essa variação de temperatura é atribuída ao que é conhecido como ***resistência térmica de contato***, $R_{t,c}$. O efeito é mostrado na Fig. 16.7, e, para uma área unitária de interface, a resistência é definida como

resistência térmica de contato

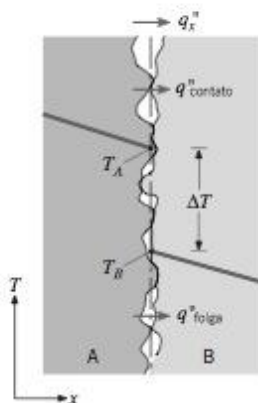
$$R''_{t,c} = \frac{T_A - T_B}{q''_x} \tag{16.28}$$

A existência de uma resistência de contato finito é devida principalmente aos efeitos de rugosidade da superfície. Os pontos de contato são intercalados com espaçamentos submetidos a vácuo ou preenchidos com um meio interfacial, como gás, graxa ou pasta. A transferência de calor é, portanto, devida à condução através da área real de contato e à condução e/ou radiação através dos espaçamentos. A resistência de contato pode ser vista como duas resistências em paralelo: uma devida aos pontos de contato e outra devida aos espaçamentos. A área de contato é normalmente pequena e, especialmente para superfícies rugosas, a principal contribuição para a resistência é fornecida pelos espaçamentos. Para os problemas neste livro, desprezaremos a resistência de contato, a menos que no problema se especifique o contrário.

Encontram-se disponíveis na literatura revisões amplas que abordam resultados relativos a resistências térmicas de contato especialmente para controle de espaçamentos térmicos e aplicações eletrônicas. Resistências térmicas representativas de interfaces sólido/sólido são mostradas na Tabela 16.2. (CD-ROM)

Exemplo 16.1

Análise de Circuito Térmico – Parede Plana

Um fabricante de eletrodomésticos está propondo o projeto de um forno autolimpante que envolve a utilização de um visor de compósito para separar o interior do forno do ar ambiente. O compósito consiste em dois plásticos resistentes a altas temperaturas (A e B) de espessuras $L_A = 2L_B$ e condutividades térmicas $k_A = 0{,}15$ W/m·K e $k_B = 0{,}08$ W/m·K. Durante o processo de autolimpeza, a temperatura da superfície interna do visor $T_{s,i}$ é 385°C, enquanto a temperatura do ar ambiente T_∞ é 25°C e o coeficiente de transmissão de calor por convecção externa é 25 W/m²·K. Qual a espessura mínima do visor, $L = L_A + L_B$, necessária para garantir uma temperatura igual ou menor do que 50°C na superfície externa do visor durante a operação em regime permanente? Essa temperatura não deve ser excedida por razões de segurança.

Solução

Dados: As propriedades e dimensões relativas dos materiais plásticos utilizados para o compósito do visor do forno e condições associadas com a operação de limpeza automática.

Determinar: A espessura L do compósito necessária para garantir uma operação segura.

Esquema e Dados Fornecidos:

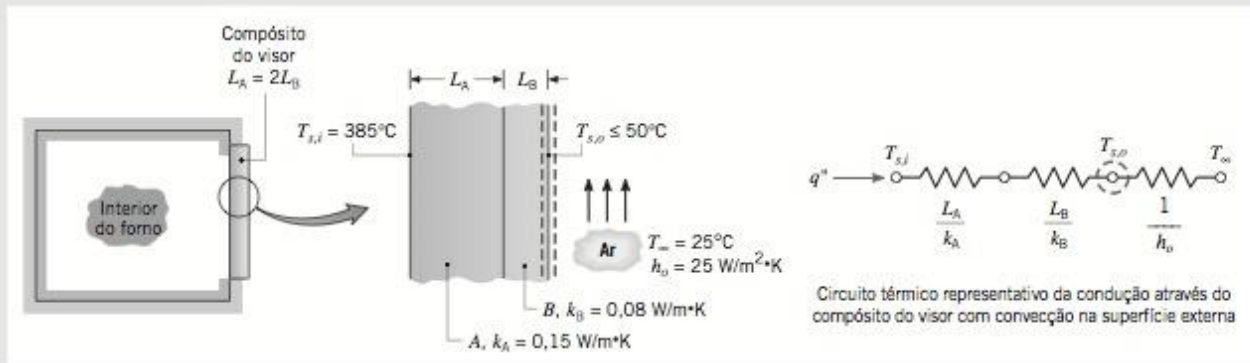



Figura E16.1

Hipóteses:

1. Existência de condições de regime permanente.
2. A condução de calor através do visor é unidimensional.
3. A resistência de contato entre os plásticos pode ser desprezada.
4. A troca de calor por radiação através do visor é desprezada.
5. Os plásticos são homogêneos e com propriedades constantes.

Análise: O circuito térmico pode ser construído considerando que a resistência ao fluxo de calor através do compósito do visor para o ar ambiente está associado à condução através dos materiais plásticos e à convecção na superfície externa. Como a temperatura da superfície externa do visor, $T_{s,o}$, está definida, a espessura necessária do visor pode ser obtida aplicando um balanço de energia nessa superfície (veja as superfícies de controle no esquema). Em referência ao circuito, observe que um balanço de energia no *nó* $T_{s,o}$ é equivalente ao *balanço de energia na superfície*. Em conseqüência, o fluxo térmico que entra no nó (superfície) é igual ao fluxo térmico que deixa o nó (superfície). Assim sendo, a taxa de calor pode ser representada como

$$q'' = \frac{T_{s,i} - T_{s,o}}{L_A/k_A + L_B/k_B} = \frac{T_{s,o} - T_\infty}{1/h_o}$$

Com $L_B = L_A/2$, e substituindo os valores numéricos, encontramos L_A,

$$\frac{(385 - 50)°C}{(L_A/0,15 + 0,5L_A/0,08)\,\text{m} \cdot \text{K/W}} = \frac{(50 - 25)°C}{(1/25)\,\text{m}^2 \cdot \text{K/W}}$$

$$L_A = 0,0415 \text{ m}$$

Logo, a espessura necessária para o compósito do visor é

$$L = L_A + L_B = (0,0415 + 0,5 \times 0,0415)\,\text{m} = 0,0622 \text{ m} = 62,2 \text{ mm} \quad \triangleleft$$

EXEMPLO 16.2

CHIP DE SILÍCIO SOBRE UM SUBSTRATO

Um chip delgado de silício e um substrato de alumínio de 8 mm de espessura são separados por uma junta fina de epóxi com uma resistência térmica $R''_{t,c} = 0,9 \times 10^{-4}$ m² · K/W. O chip e o substrato têm 10 mm de lado, e suas superfícies expostas são resfriadas com ar, cuja temperatura encontra-se a 25°C e fornece um coeficiente de transferência de calor por convecção de 100 W/m² · K. Se o chip dissipa potência elétrica $P''_e = 10^4$ W/m² sob condições normais de operação, irá ele operar abaixo de uma temperatura máxima permitida de 85°C?

Solução

Dados: Dimensões, dissipação de calor e temperatura máxima permitida do chip de silício. Espessura do substrato de alumínio e resistência térmica da junta de epóxi. Condições da transferência de calor por convecção nas superfícies expostas do chip e do substrato.

Determinar: Se a temperatura do chip, T_c, excede a máxima permitida.

Esquema e Dados Fornecidos:

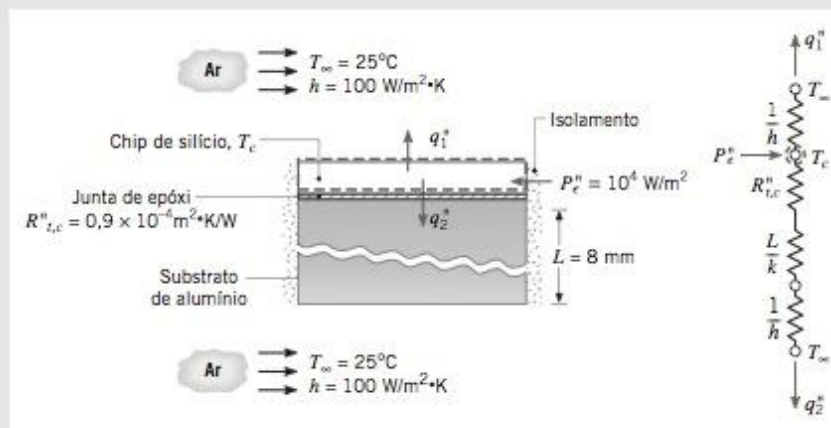



Figura E16.2

Hipóteses:

1. Condições de regime permanente.
2. Condução unidimensional.
3. Chip isotérmico com resistência térmica desprezada.
4. Troca de calor por radiação com a vizinhança desprezada.
5. Propriedades constantes.

Propriedades: Tabela TC-1, alumínio puro ($T \approx 350$ K): $k = 238$ W/m·K.

Análise: A potência elétrica dissipada no chip é transferida para o ar diretamente a partir de sua superfície exposta e indiretamente através da junta e do substrato. Aplicando um balanço de energia em uma superfície de controle em torno do chip (veja linhas tracejadas no esquema e circuito térmico), segue-se que, com base em uma área unitária de superfície,

$$P''_e = q''_1 + q''_2 = \frac{T_c - T_\infty}{(1/h)} + \frac{T_c - T_\infty}{R''_{t,c} + (L/k) + (1/h)}$$

Rearrumando a equação acima e substituindo valores numéricos, a temperatura do chip é

$$T_c = T_\infty + P''_e\left[\frac{1}{(1/h)} + \frac{1}{R''_{t,c} + (L/k) + (1/h)}\right]^{-1}$$

$$T_c = 25°C + 10^4\ W/m^2 \times \left[\frac{1}{(1/100)} + \frac{1}{0,9 \times 10^{-4} + (0,008/238) + (1/100)}\right]^{-1} m^2 \cdot K/W$$

$$T_c = 25°C + \left[\frac{1}{100 \times 10^{-4}} + \frac{1}{(0,9 + 3,4 + 100) \times 10^{-4}}\right]^{-1} \times 10^{4}°C$$

$$T_c = 25°C + 50,3°C = 75,3°C \quad \triangleleft$$

Portanto, o chip irá operar abaixo de sua temperatura máxima permitida.

Comentários:

1. Observe que utilizamos a Tabela TC-1 do Apêndice para obter o valor da condutividade térmica do alumínio puro, que foi avaliado para uma temperatura média estimada do substrato.

2. As resistências térmicas à condução da junta e do substrato são muito menores do que a resistência térmica à convecção. A resistência da junta teria de ser aumentada até um valor elevado não realista superior a 50×10^{-4} m^2 · K/W para que a temperatura máxima permitida para o chip fosse excedida.

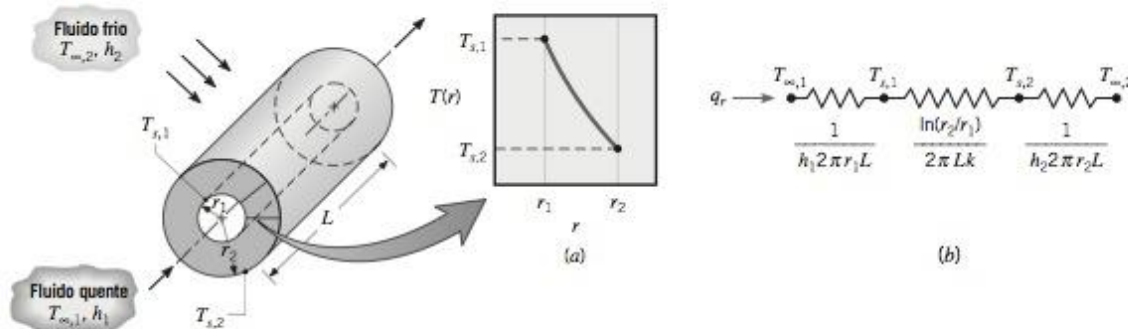



Figura 16.8 Cilindro oco com condições de convecção na superfície. (a) Distribuição de temperatura logarítmica. (b) Circuito térmico equivalente.

16.2.2 Sistemas Radiais Unidimensionais

Sistemas cilíndricos e esféricos apresentam freqüentemente gradientes de temperatura apenas na direção radial, e podem assim ser tratados como unidimensionais. Conforme foi mostrado para a parede plana, tais sistemas podem ser analisados utilizando-se a equação de calor para obtermos a distribuição de temperatura e a taxa de calor. Nesta seção, evitamos as deduções e apresentamos os resultados correspondentes que são utilizados para a construção dos circuitos térmicos equivalentes dos sistemas radiais.

O Cilindro

Uma configuração comum é o cilindro oco cujas superfícies interna e externa encontram-se expostas a fluidos a diferentes temperaturas (Fig. 16.8). Para condições de regime permanente sem geração de energia, a distribuição em um sistema de coordenadas radiais (cilíndricas) é

$$T(r) = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\ln(r_1/r_2)} \ln\left(\frac{r}{r_2}\right) + T_{s,2} \tag{16.29}$$

Observe que a distribuição de temperatura associada à condução radial através da parede cilíndrica é *logarítmica* e não linear como na parede plana sob as mesmas condições. A distribuição logarítmica é mostrada na Fig. 16.8*a*.

A formulação apropriada da lei de Fourier para o sistema de coordenadas radiais (cilíndricas) é

$$q_r = -kA_r \frac{dT}{dr} = -k(2\pi rL) \frac{dT}{dr} \tag{16.30}$$

onde $A_r = 2\pi rL$ é a área normal à direção da transferência de calor. Aplicando-se o balanço de energia sobre uma superfície de controle cilíndrica de raio arbitrário, concluímos que a *taxa de transferência de calor* por condução (*não* o fluxo térmico) é *constante na direção radial*.

Se a distribuição de temperatura, Eq. 16.29, for agora utilizada com a lei de Fourier, Eq. 16.30, obtemos a expressão para a *taxa de transferência de calor*

$$q_r = \frac{2\pi Lk(T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln(r_2/r_1)} \tag{16.31}$$

Desse resultado é evidente que, na condução radial, a ***resistência térmica*** em uma ***parede cilíndrica*** é da forma

$$R_{t,\text{cond}} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} \tag{16.32}$$

resistência térmica: parede cilíndrica

Essa resistência é mostrada no circuito série da Fig. 16.8*b* junto com as resistências convectivas nas superfícies interna e externa.

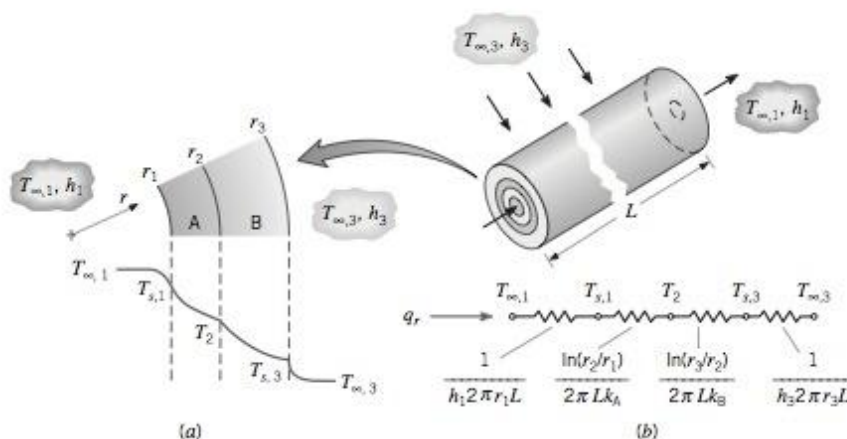



Figura 16.9 Cilindro oco composto com convecção em ambas as superfícies: (*a*) Distribuição de temperatura e (*b*) Circuito térmico equivalente.

Considere agora o *sistema cilíndrico composto* da Fig. 16.9. Lembrando como tratamos a parede plana composta e desprezando quaisquer resistências de contato interfacial, a taxa de transferência de calor pode ser expressa por

$$q_r = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,3}}{\dfrac{1}{2\pi r_1 L h_1} + \dfrac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k_A} + \dfrac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi L k_B} + \dfrac{1}{2\pi r_3 L h_3}} \tag{16.33}$$

O resultado anterior também pode ser representado em termos de um coeficiente global de transferência de calor. Isto é,

$$q_r = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,3}}{R_{tot}} = UA(T_{\infty,1} - T_{\infty,3}) \tag{16.34}$$

Se U for definido em termos da área interna, $A_1 = 2\pi r_1 L$, as Eqs. 16.33 e 16.34 podem ser igualadas para obtermos

$$U_1 = \frac{1}{\dfrac{1}{h_1} + \dfrac{r_1}{k_A}\ln\dfrac{r_2}{r_1} + \dfrac{r_1}{k_B}\ln\dfrac{r_3}{r_2} + \dfrac{r_1}{r_3}\dfrac{1}{h_3}} \tag{16.35}$$

Essa definição é *arbitrária*, e o coeficiente global também pode ser definido em termos de A_3 ou qualquer uma das áreas intermediárias. Observe que

$$U_1 A_1 = U_2 A_2 = U_3 A_3 = R_{tot}^{-1} \tag{16.36}$$

e as formas específicas de U_2 e U_3 podem ser deduzidas das Eqs. 16.33 e 16.34.

A Esfera

Considere a casca esférica da Fig. 16.10, cujas superfícies interna e externa são mantidas a $T_{s,1}$ e $T_{s,2}$, respectivamente. Em condições de regime permanente sem geração de energia, a distribuição de temperatura é

$$T(r) = \frac{T_{s,2} - T_{s,1}}{1 - (r_1/r_2)}[1 - (r_1/r)] + T_{s,1} \tag{16.37}$$

Figura 16.10

A forma apropriada da lei de Fourier para o sistema de coordenadas radiais (esféricas) pode ser expressa por

$$q_r = -kA_r\frac{dT}{dr} = -k(4\pi r^2)\frac{dT}{dr} \tag{16.38}$$

onde $A_r = 4\pi r^2$ é a área normal à direção da transferência de calor. Aplicando um balanço de energia à superfície de controle esférica em um raio qualquer, encontramos que a *taxa de transferência de calor* por condução (*não* o fluxo térmico) é *constante na direção radial*.

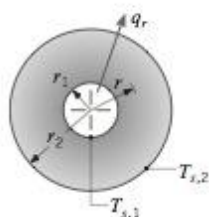



Tabela 16.3 Soluções Unidimensionais em Regime Permanente para a Equação do Calor ($\dot{q} = 0$ e k constante) e Resistências Térmicas Associadas

	Parede plana		Parede cilíndrica		Parede esférica	
Equação do calor	$\frac{d}{dx}\left(\frac{dT}{dx}\right) = 0$	(16.4)	$\frac{1}{r}\frac{d}{dr}\left(r\frac{dT}{dr}\right) = 0$		$\frac{1}{r^2}\frac{d}{dr}\left(r^2\frac{dT}{dr}\right) = 0$	
Distribuição de temperatura[a]	$T_{s,1} - \Delta T\frac{x}{L}$	(16.11)	$T_{s,2} + \Delta T\frac{\ln(r/r_2)}{\ln(r_1/r_2)}$	(16.29)	$T_{s,1} - \Delta T\left[\frac{1-(r_1/r)}{1-(r_1/r_2)}\right]$	(16.37)
Fluxo térmico, q''	$k\frac{\Delta T}{L}$	(16.12)	$\frac{k\Delta T}{r\ln(r_2/r_1)}$		$\frac{k\Delta T}{r^2[(1/r_1)-(1/r_2)]}$	
Taxa de calor, q	$kA\frac{\Delta T}{L}$	(16.13)	$\frac{2\pi Lk\Delta T}{\ln(r_2/r_1)}$	(16.31)	$\frac{4\pi k\Delta T}{(1/r_1)-(1/r_2)}$	(16.39)
Resistência térmica à condução, $R_{t,\text{cond}}$	$\frac{L}{kA}$	(16.14)	$\frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk}$	(16.32)	$\frac{(1/r_1)-(1/r_2)}{4\pi k}$	(16.40)
Resistência térmica à convecção, $R_{t,\text{conv}}$	$\frac{1}{hA}$	(16.17)	$\frac{1}{h(2\pi r_2 L)}$	(16.41)	$\frac{1}{h(4\pi r_2^2)}$	(16.42)

[a]A diferença de temperatura, ΔT, é definida como $\Delta T = T_{s,1} - T_{s,2}$. Veja as Figs. 16.4, 16.8 e 16.10 para as representações geométricas das paredes.

Se a distribuição de temperatura, Eq. 16.37, for utilizada com a lei de Fourier, Eq. 16.38, obtemos a expressão para a *taxa de transferência de calor*

$$q_r = \frac{4\pi k(T_{s,1} - T_{s,2})}{(1/r_1) - (1/r_2)} \tag{16.39}$$

Desse resultado é evidente que, para a condução radial, a ***resistência térmica*** em uma ***parede esférica*** é da forma

$$R_{t,\text{cond}} = \frac{1}{4\pi k}\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}\right) \tag{16.40}$$

resistência térmica: parede esférica

Materiais compostos em forma esférica podem ser tratados da mesma forma que paredes compostas e cilindros, onde as formas apropriadas da resistência total e o coeficiente global de transferência de calor podem ser determinados.

16.2.3 Resumo dos Resultados de Condução Unidimensional

Muitos problemas importantes são caracterizados pela condução unidimensional em regime permanente através de paredes planas, cilíndricas ou esféricas *sem* geração de energia térmica. Os resultados fundamentais para essas três geometrias encontram-se resumidos na Tabela 16.3, onde ΔT se refere à diferença de temperatura, $T_{s,1} - T_{s,2}$, entre as superfícies interna e externa identificadas nas Figs. 16.4, 16.8 e 16.10.

EXEMPLO 16.3

ANÁLISE DE CIRCUITO TÉRMICO – SISTEMAS ESFÉRICOS

Um recipiente esférico metálico de parede delgada é utilizado para armazenar nitrogênio líquido a 77 K. O recipiente possui um diâmetro de 0,5 m e é revestido com uma camada de um isolamento térmico refletivo composto de pó de sílica com vácuo nos interstícios. O isolamento tem 25 mm de espessura e sua superfície externa está exposta ao ar ambiente a 300 K. O coeficiente de transferência de calor por convecção é 20 W/m²·K. O calor latente de vaporização e a massa específica do nitrogênio líquido são 2×10^5 J/kg e 804 kg/m³, respectivamente.

(a) Qual a taxa de transferência de calor para o nitrogênio líquido?
(b) Qual a taxa de perda de líquido por evaporação (litros/dia)?

Solução:

Dados: Nitrogênio líquido está armazenado em um recipiente esférico, que é termicamente isolado e exposto ao ar ambiente.

Determinar:
(a) A taxa de transferência de calor para o nitrogênio líquido.
(b) A taxa de perdas do nitrogênio líquido por evaporação.

Esquema e Dados Fornecidos:

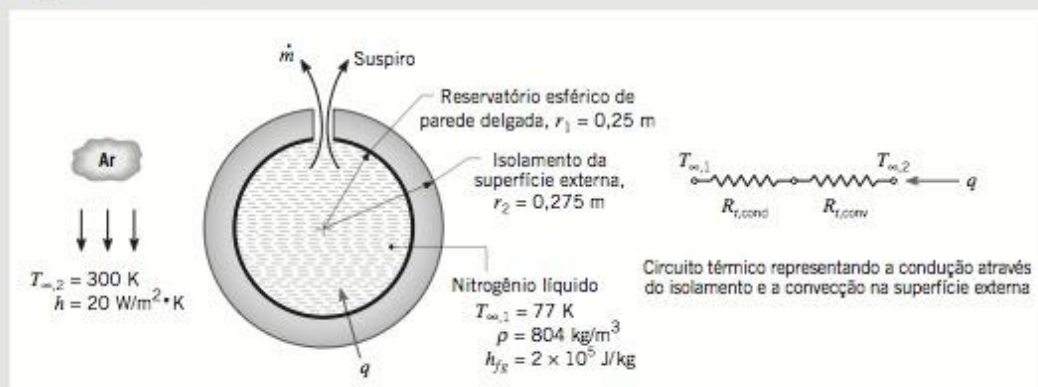



Figura E16.3

Hipóteses:
1. Transferência de calor em regime permanente.
2. Transferência unidimensional na direção radial.
3. Resistências térmicas desprezadas na transferência de calor através da parede do reservatório e do reservatório para o nitrogênio.
4. Troca térmica por radiação entre a superfície externa do isolante e do ambiente desprezada.
5. Propriedades constantes.

Propriedades: Tabela TC-2, pó de sílica em vácuo (300 K): $k = 0{,}0017$ W/m·K.

Análise:

(a) Pela hipótese 3, os únicos elementos no circuito térmico, conforme mostrado anteriormente, são as resistências devidas à condução através do isolamento térmico e à convecção na superfície externa, onde, da Tabela 16.3,

$$R_{t,\text{cond}} = \frac{1}{4\pi k}\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}\right) \qquad R_{t,\text{conv}} = \frac{1}{h4\pi r_2^2}$$

A taxa de transferência de calor para o nitrogênio líquido é, então,

$$q = \frac{T_{\infty,2} - T_{\infty,1}}{(1/4\pi k)[(1/r_1) - (1/r_2)] + (1/h4\pi r_2^2)}$$

$$q = \frac{(300 - 77)\ \text{K}}{\left[\frac{1}{4\pi(0{,}0017\ \text{W/m}\cdot\text{K})}\left(\frac{1}{0{,}25\ \text{m}} - \frac{1}{0{,}275\ \text{m}}\right) + \frac{1}{(20\ \text{W/m}^2\cdot\text{K})4\pi(0{,}275\ \text{m})^2}\right]}$$

$$q = \frac{223}{17{,}02 + 0{,}05}\ \text{W} = 13{,}06\ \text{W} \ \triangleleft$$

(b) A transferência de calor para o nitrogênio líquido fornece energia para vaporizar o nitrogênio líquido por ebulição

$$q = \dot{m}h_{fg}$$

e a vazão mássica de perdas por ebulição é

$$\dot{m} = \frac{q}{h_{fg}} = \frac{13{,}06 \text{ J/s}}{2 \times 10^5 \text{ J/kg}} = 6{,}53 \times 10^{-5} \text{ kg/s}$$

A vazão mássica diária é

$$\dot{m} = 6{,}53 \times 10^{-5} \text{ kg/s} \left|\frac{3600 \text{ s}}{\text{h}}\right| \left|\frac{24 \text{ h}}{\text{dia}}\right| = 5{,}64 \text{ kg/dia}$$

ou, em base de vazão volumétrica,

$$\frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{5{,}64 \text{ kg/dia}}{804 \text{ kg/m}^3} = 0{,}007 \text{ m}^3\text{/dia} \left|\frac{10^3 \text{ litros}}{\text{m}^3}\right| = 7 \text{ litros/dia} \quad \triangleleft$$

Comentários:

1. Como $R_{t,\text{conv}} \ll R_{t,\text{cond}}$, a contribuição dominante da resistência térmica é aquela devida à condução através do isolamento. Ainda que o coeficiente de transferência de calor por convecção fosse reduzido por um fator de 10, aumentando conseqüentemente a resistência à convecção na mesma proporção, o efeito na vazão de perdas por ebulição seria pequeno.

2. Com um volume do recipiente de $(4/3)(\pi r_1^3) = 0{,}065 \text{ m}^3 = 65$ litros, a taxa de evaporação diária é igual a (7 litros/65 litros) $\times$ 100% = 10,8% da capacidade.

16.3 Condução com Geração de Energia

Consideramos, na seção anterior, os problemas de condução para os quais a distribuição de temperatura em um meio era determinada unicamente pelas condições nas fronteiras do meio. Para essa situação fomos capazes de representar a condução em um meio e os processos de transferência de calor na fronteira por resistências de circuitos térmicos.

Consideramos, agora, o efeito adicional na distribuição de temperatura de processos que podem estar ocorrendo *no* interior do meio. Em particular, trataremos das geometrias comuns com uma taxa volumétrica uniforme de *geração de energia* $\dot{q}$ (W/m³), que surge dos processos de conversão de energia, conforme descrito na Seção 15.2. Para essa situação *não* podemos representar o meio por um circuito térmico, mas devemos resolver a equação de calor para obtermos a distribuição de temperatura e, assim sendo, o fluxo térmico.

16.3.1 Parede Plana

Considere a parede plana da Fig. 16.11*a*, na qual há geração *uniforme* de energia por unidade de volume ($\dot{q}$ é constante) e as superfícies são mantidas em $T_{s,1}$ e $T_{s,2}$. Para uma condutividade térmica k constante, a forma apropriada da *equação de calor*, Eq. 16.3, é

$$\frac{d^2T}{dx^2} + \frac{\dot{q}}{k} = 0$$

A solução geral para a *distribuição de temperatura* é

$$T = -\frac{\dot{q}}{2k}x^2 + C_1x + C_2 \tag{16.43}$$

onde C_1 e C_2 são as constantes de integração. Por substituição, pode ser verificado que a Eq. 16.43 é de fato uma solução para a equação de calor. Para as condições de contorno prescritas, mostradas na Fig. 16.11*a*,

$$T(-L) = T_{s,1} \qquad \text{e} \qquad T(L) = T_{s,2}$$

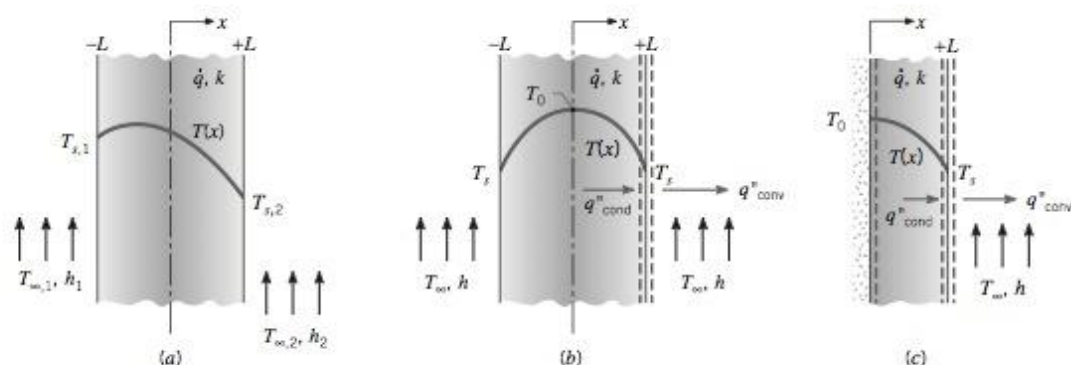



Figura 16.11 Condução em uma parede plana com geração uniforme de calor. Distribuições de temperatura para (a) Condições de contorno assimétricas, Eq. 16.44, (b) Condições de contorno simétricas, Eqs. 16.45-16.47 e (c) Superfície adiabática no plano médio, Eqs. 16.45-16.47.

As constantes de integração podem ser calculadas e são da forma

$$C_1 = \frac{T_{s,2} - T_{s,1}}{2L} \qquad \text{e} \qquad C_2 = \frac{\dot{q}}{2k}L^2 + \frac{T_{s,1} + T_{s,2}}{2}$$

Então a distribuição de temperatura para o caso de *condições de contorno assimétricas*, Fig. 16.11*a*, é

$$T(x) = \frac{\dot{q}L^2}{2k}\left(1 - \frac{x^2}{L^2}\right) + \frac{T_{s,2} - T_{s,1}}{2}\frac{x}{L} + \frac{T_{s,1} + T_{s,2}}{2} \tag{16.44}$$

O fluxo térmico em um ponto qualquer da parede pode, obviamente, ser determinado pelo uso da Eq. 16.44 com a lei de Fourier. Observe que, entretanto, *com geração, o fluxo térmico não é mais independente de x*. Além disso, observe que a distribuição de temperatura não é mais linear e sim uma função quadrática de x.

O resultado anterior se simplifica quando ambas as superfícies são mantidas a uma temperatura comum, $T_{s,1} = T_{s,2} \equiv T_s$ conforme mostrado na Fig. 16.11*b*. A distribuição de temperatura é então *simétrica* em relação ao plano intermediário entre as duas superfícies, e é fornecida por

$$T(x) = \frac{\dot{q}L^2}{2k}\left(1 - \frac{x^2}{L^2}\right) + T_s \tag{16.45}$$

A temperatura máxima ocorre no plano intermediário, $x = 0$,

$$T(0) = T_0 = \frac{\dot{q}L^2}{2k} + T_s \tag{16.46}$$

caso no qual a distribuição de temperatura, Eq. 16.45, pode ser expressa de forma alternativa como

$$\frac{T(x) - T_0}{T_s - T_0} = \left(\frac{x}{L}\right)^2 \tag{16.47}$$

É importante observar que, no *plano de simetria* na Fig. 16.11*b*, o gradiente de temperatura é nulo, $(dT/dx)_{x=0} = 0$. Assim, não há qualquer transferência de calor através desse plano, e ele pode ser representado pela superfície *adiabática* mostrada na Fig. 16.11*c*. Uma implicação desse resultado é que a Eq. 16.45 também se aplica às paredes planas que têm uma de suas superfícies (em $x = 0$) perfeitamente isolada enquanto a outra (em $x = L$) é mantida a uma temperatura fixa T_s.

Para utilizar os resultados anteriores, a(s) temperatura(s) T_s da(s) superfície(s) deve(m) ser conhecida(s). Contudo, uma situação comum é aquela na qual a temperatura conhecida é a de um fluido adjacente, T_∞, e

não T_s. Torna-se então necessário relacionar T_s a T_∞. Essa relação pode ser desenvolvida pela aplicação de um *balanço de energia na superfície*. Considere a superfície em $x = L$ para a parede plana simétrica (Fig. 16.11*b*) ou a parede plana isolada (Fig. 16.11*c*). O balanço de energia na superfície, Eq. 15.14, tem a forma $q''_{cond} = q''_{conv}$, e substituindo as equações de taxa apropriadas

$$-k\frac{dT}{dx}\bigg|_{x=L} = h(T_s - T_\infty) \tag{16.48}$$

Substituindo o gradiente de temperatura em $x = L$, a partir da Eq. 16.45, resulta

$$T_s = T_\infty + \frac{\dot{q}L}{h} \tag{16.49}$$

Logo, T_s pode ser calculado a partir do conhecimento de T_∞, $\dot{q}$, L e h.

A Eq. 16.49 também pode ser obtida pela aplicação de um balanço *global* de energia na parede plana da Fig. 16.11*b* ou 16.11*c*. ***Por Exemplo...*** em relação a um volume de controle em torno da parede da Fig. 16.11*c*, a taxa na qual a energia é gerada na parede deve ser equilibrada pela taxa na qual a energia sai por convecção na fronteira. A Eq. 15.11a se reduz a

$$\dot{E}_g = \dot{E}_{out} \tag{16.50}$$

ou, para uma área unitária de superfície,

$$\dot{q}L = h(T_s - T_\infty) \tag{16.51}$$

Resolvendo para T_s, a Eq. 16.49 é obtida. ▲

EXEMPLO 16.4

GERAÇÃO DE CALOR EM UMA PAREDE PLANA

Uma parede plana é um compósito de dois materiais, A e B. A parede de material A possui uma geração uniforme de energia térmica $\dot{q} = 1{,}5 \times 10^6$ W/m³, $k_A = 75$ W/m·K e espessura $L_A = 50$ mm. A parede de material B não tem geração, com $k_B = 150$ W/m·K e espessura $L_B = 20$ mm. A superfície interna da parede (material A) está perfeitamente isolada, enquanto a superfície externa (material B) é resfriada por uma corrente de água com $T_\infty = 30$°C e $h = 1000$ W/m²·K.

(a) Determine a temperatura T_0 da superfície isolada e a temperatura T_2 da superfície resfriada.

(b) Esboce a distribuição de temperatura que existe no compósito em condições de regime permanente.

Solução:

Dados: Parede plana de material A com geração interna de calor é isolada termicamente em um lado e justaposta a uma segunda parede de material B, sem geração de calor e sujeita a resfriamento por convecção.

Determinar:

(a) As temperaturas nas superfícies interna e externa do compósito.

(b) Esboce a distribuição de temperatura em regime permanente no compósito.

Esquema e Dados Fornecidos:

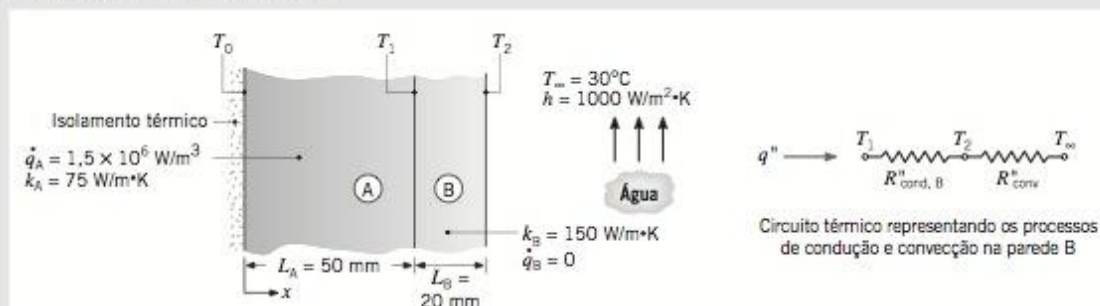



Figura E16.4a

Hipóteses:

1. Condições de regime permanente.
2. Condução unidimensional na direção x.
3. Resistência de contato desprezível entre as paredes.
4. A superfície interna de A é adiabática.
5. Propriedades constantes para os materiais A e B.

Análise:

(a) A temperatura da superfície externa T_2 pode ser obtida através de um balanço de energia em um sistema envolvendo o material B (Fig. E16.4*b*). Como não há geração de calor nesse material, segue-se que, para condições de regime permanente e uma unidade de área de superfície, o fluxo térmico que entra no material em $x = L_A$ deve ser igual ao fluxo de calor que sai do material devido à convecção em $x = L_A + L_B$. Logo,

$$q'' = h(T_2 - T_\infty) \tag{1}$$

O fluxo térmico q'' pode ser determinado pela realização de um segundo balanço de energia em torno do material A. Em particular, como a superfície em $x = 0$ é adiabática, não há fluxo térmico de entrada e a taxa na qual o calor é gerado deve ser igual ao fluxo térmico de saída. Assim sendo, por unidade de área de superfície

$$\dot{q}L_A = q'' \tag{2}$$

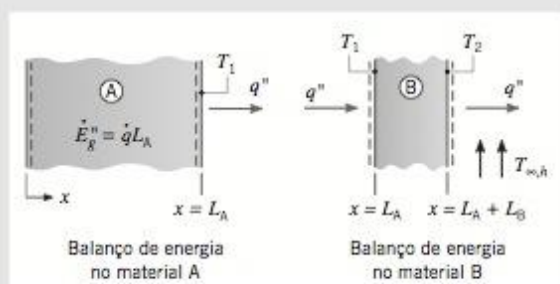



Figura E16.4b

Combinando as Eqs. 1 e 2, a temperatura da superfície externa é

$$T_2 = T_\infty + \frac{\dot{q}L_A}{h} = 30°\text{C} + \frac{1{,}5 \times 10^6 \text{ W/m}^3 \times 0{,}05 \text{ m}}{1000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} = 105°\text{C} \quad \triangleleft$$

Da Eq. 16.46, a temperatura na superfície isolada é

$$T_0 = \frac{\dot{q}L_A^2}{2k_A} + T_1 \tag{3}$$

onde T_1 pode ser obtida do circuito térmico mostrado na Fig. E16.4*a*, representando os processos de condução e convecção na parede B. Isto é,

$$T_1 = T_\infty + (R''_{\text{cond,B}} + R''_{\text{conv}})\, q''$$

onde as resistências por unidade de área são

$$R''_{\text{cond, B}} = \frac{L_B}{k_B} \qquad R''_{\text{conv}} = \frac{1}{h}$$

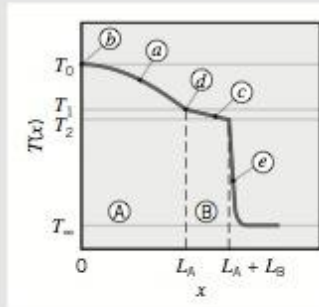
Logo, a temperatura na interface do compósito é

$$T_1 = 30°\text{C} + \left(\frac{0{,}02 \text{ m}}{150 \text{ W/m} \cdot \text{K}} + \frac{1}{1000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}\right)(1{,}5 \times 10^6 \text{ W/m}^3)\, 0{,}05 \text{ m}$$

$$T_1 = 30°\text{C} + 85°\text{C} = 115°\text{C}$$

Substituindo na Eq. 3, a temperatura da superfície interna do compósito é

$$T_0 = \frac{1{,}5 \times 10^6 \text{ W/m}^3 (0{,}05 \text{ m})^2}{2 \times 75 \text{ W/m} \cdot \text{K}} + 115°\text{C} = 25°\text{C} + 115°\text{C} = 140°\text{C} \triangleleft$$

(b) Para as condições físicas definidas, a distribuição de temperatura no *compósito* possui as seguintes características:

(a) Parabólica no material A.
(b) Inclinação nula na fronteira isolada.
(c) Linear no material B.
(d) Mudança de inclinação $= k_B/k_A$ na interface.

A distribuição de temperatura na *água* é caracterizada por gradientes elevados próximos à superfície (e).

Figura E16.4c

Comentários:
1. O material A, possuindo geração interna de calor, não pode ser representado por um elemento de circuito térmico.
2. Como a resistência à transferência de calor por convecção é significativamente maior do que aquela devida à condução no material B, $R''_{\text{conv}}/R''_{\text{cond}} = 7{,}5$, a diferença de temperatura entre a superfície externa e o fluido é muito maior do que a queda de temperatura ao longo da camada do material B, $(T_2 - T_\infty)/(T_1 - T_2) = 7{,}5$. Esse resultado é consistente com a distribuição de temperatura representada graficamente na Fig. E16.4*c*.

16.3.2 Sistemas Radiais com Geração de Energia (CD-ROM)

16.3.3 Aplicação dos Conceitos de Resistência

Concluímos nossa discussão dos efeitos da geração de energia com uma palavra de alerta. Em particular, quando tais efeitos encontram-se presentes, a taxa de transferência de calor não é uma constante independente das coordenadas espaciais. Desse modo, seria *incorreto* utilizar o conceito de resistências térmicas condutivas e as equações de taxas relacionadas, que foram desenvolvidas na Seção 16.2.

16.4 Transferência de Calor de Superfícies Estendidas: Aletas

É desejável em muitas aplicações industriais aumentar a taxa de transferência de calor de uma superfície sólida para um fluido adjacente. Considere a parede plana da Fig. 16.13*a*. Se T_s é fixa, a taxa de transferência de calor pode ser elevada pelo aumento da velocidade do fluido, que tem o efeito de aumentar o coeficiente de convecção *h*, e/ou pelo aumento da diferença entre as temperaturas da superfície e do fluido $(T_s - T_\infty)$. Entretanto, há muitas situações nas quais essas alterações podem ser insuficientes, dispendiosas e/ou impraticáveis.

Assim sendo, uma outra opção é mostrada na Fig. 16.13*b*. Ou seja, a taxa de transferência de calor pode ser elevada pelo aumento da área de superfície transversal através da qual a convecção ocorre. Isso pode ser realizado pelo emprego de aletas que se *estendem* da parede em direção ao fluido adjacente. A transferência de calor ocorre por *condução no interior da aleta* e por *convecção a partir das superfícies da aleta*.

A condutividade térmica do material da aleta tem forte efeito na distribuição de temperatura ao longo da aleta e afeta conseqüentemente o grau no qual a taxa de transferência de calor é aumentada. Idealmente, o material da aleta deve possuir uma condutividade térmica alta para minimizar as variações de temperatura de sua base para a extremidade. Na condição limite na qual a condutividade térmica é infinita, toda a aleta estaria então à mesma temperatura da superfície da base, fornecendo assim o limite máximo possível de melhora da transferência de calor.

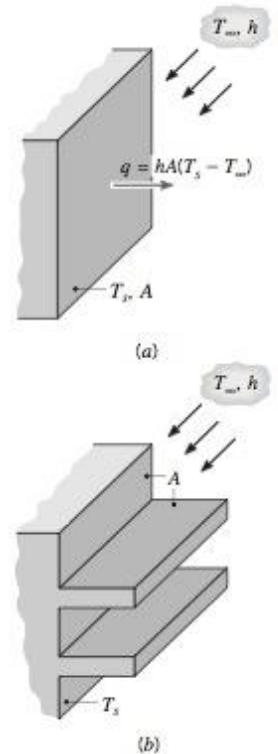



Figura 16.13 Uso de aletas para aumentar a transferência de calor de uma parede plana. (a) Superfície sem aleta. (b) Superfície aletada.

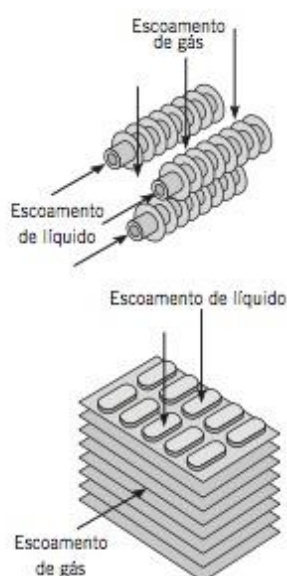



Figura 16.14 Esquema de trocadores de calor típicos com tubos aletados.

Você já está familiarizado com diversas aplicações de aletas, incluindo arranjos para o resfriamento de cabeçotes de motores de motocicletas e de cortadores de grama, ou para o resfriamento de transformadores de energia elétrica. Considere também os tubos aletados utilizados para promover a troca de calor entre o ar e o fluido de trabalho de um aparelho condicionador de ar ou de uma bomba de calor. Dois arranjos comuns de tubos aletados são mostrados na Fig. 16.14.

Embora existam numerosas configurações de aletas com diferentes métodos de fixação às superfícies, em nosso tratamento introdutório consideraremos dois tipos comuns amplamente utilizados em sistemas térmicos. Primeiro, consideraremos a *aleta reta*, uma superfície estendida que é anexada a uma parede plana. Exemplos desse tipo incluem a *aleta reta com seção transversal retangular*, Fig. 16.15*a*, e a *aleta piniforme com uma seção transversal circular*, Fig. 16.15*b*. Devido à geometria uniforme da seção transversal, uma análise simples fornece um entendimento dos processos de condução/convecção, assim como as expressões para a distribuição de temperatura e a taxa de calor da aleta.

Em segundo lugar, consideraremos a *aleta anular*, Fig. 16.15*c*, uma superfície estendida que é fixada circunferencialmente a um cilindro (tubo). Em razão da análise ser muito mais complicada, introduziremos gráficos de projeto que são amplamente utilizados na prática da engenharia para determinar as taxas de transferência de calor em aletas.

Na próxima seção, faremos uma *análise da condução–convecção* em aletas de seção transversal uniforme para obter a distribuição de temperatura. Utilizando os resultados dessa análise na Seção 16.4.2, obteremos a taxa de calor da aleta, e na Seção 16.4.3 identificaremos os parâmetros-chave da aleta, úteis na avaliação de seu desempenho nas aplicações práticas.

16.4.1 Análise da Condução–Convecção (CD-ROM)

16.4.2 Distribuição de Temperatura e Taxa de Calor da Aleta

Na seção anterior, aplicamos o princípio da conservação de energia a um elemento (sistema) diferencial em aletas de *seção transversal uniforme*, Fig. 16.17*a,b*, submetidas a processos de condução e convecção. Definimos o ***excesso de temperatura*** como

excesso de temperatura, θ

$$\theta = T(x) - T_\infty \tag{16.63}$$

e identificamos o ***parâmetro da aleta***

parâmetro de aleta, m

$$m = \sqrt{\frac{hP}{kA_c}} \tag{16.65}$$

onde P e A_c são, respectivamente, o perímetro e a área da seção transversal da aleta. A equação resultante é uma equação diferencial linear de segunda ordem com coeficientes constantes que tem a solução geral da forma

$$\theta(x) = C_1e^{mx} + C_2e^{-mx} \tag{16.66}$$

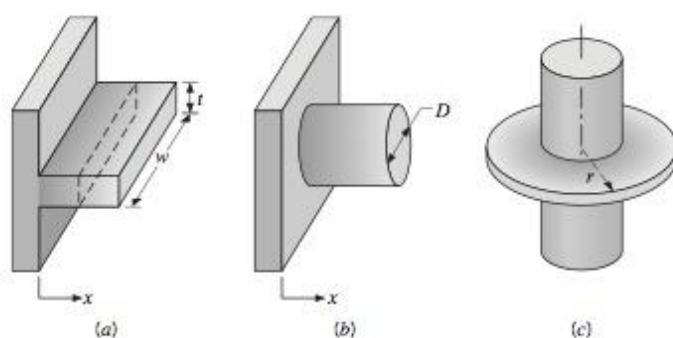



Figura 16.15 Configurações de aletas. Aletas retas com área de seção transversal uniforme: (a) aleta reta retangular e (b) aleta reta piniforme. (c) Aleta anular com área de seção transversal retangular.

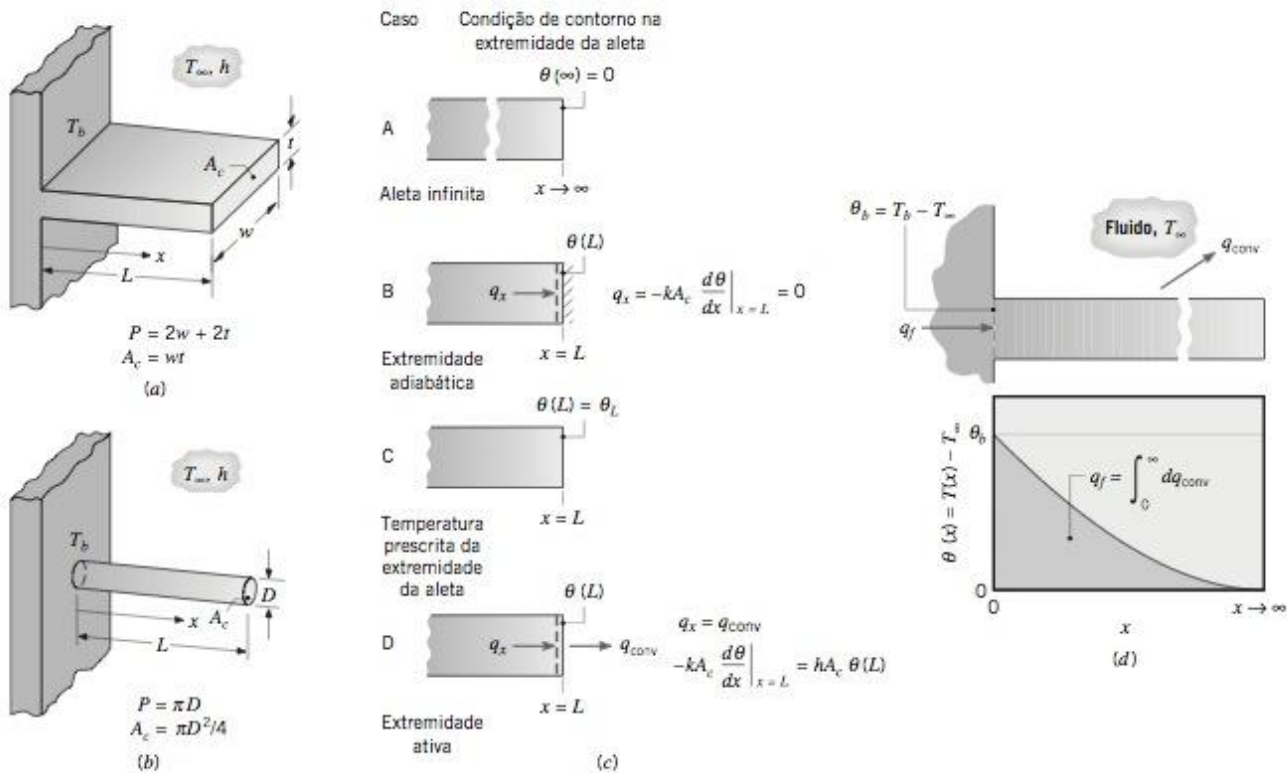



Figura 16.17 Condução e convecção em uma aleta reta de área de seção transversal uniforme. (a) Aleta retangular. (b) Aleta piniforme. (c) Quatro condições de contorno comuns na extremidade; ver também Tabela 16.4. (d) Distribuição de temperatura para aleta infinita ($x \to \infty$).

onde C_1 e C_2 são constantes arbitrárias. Para obtermos a distribuição de temperatura, precisamos calcular as constantes arbitrárias a partir de *duas* condições de contorno representativas da situação física da aleta.

Para demonstrar o método de obtenção da ***distribuição de temperatura na aleta***, considere o caso A, Fig. 16.17*c*, de uma *aleta infinita*. Em $x = \infty$, a temperatura da extremidade deve ser igual à do fluido, assim a condição de contorno tem a forma

$$\theta(\infty) = T(\infty) - T_\infty = 0$$

Para a segunda condição de contorno, prescrevemos a temperatura da base da aleta, $T(0) = T_b$,

$$\theta(0) = T_b - T_\infty = \theta_b$$

Substituindo a condição de contorno na extremidade da aleta na solução geral, Eq. 16.66,

$$0 = C_1 e^{\infty} + C_2 e^{-\infty}$$

segue que $C_1 = 0$. Substituindo a condição de contorno na base da aleta, $x = 0$,

$$\theta_b = C_1 e^{0} + C_2 e^{-0}$$

e com $C_1 = 0$, segue que $C_2 = \theta_b$. Assim sendo, a ***distribuição de temperatura*** para a ***aleta infinita*** é

$$\theta(x) = \theta_b e^{-mx} \qquad (16.67)$$

aleta infinita

que é mostrada esquematicamente na Fig. 16.17*d*. Observe que a magnitude do gradiente de temperatura decresce com o aumento de *x*. Essa tendência é uma conseqüência da redução na transferência de calor por condução $q_x(x)$ com o aumento de *x* por causa da transferência contínua de calor por convecção da superfície.

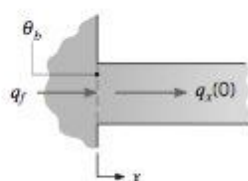



Figura 16.18

A *taxa de calor da aleta* pode ser calculada de duas formas alternativas, ambas envolvendo o uso da distribuição de temperatura. A primeira envolve a aplicação da *lei de Fourier* na base da aleta, $x = 0$, conforme mostrado na Fig. 16.18. Isto é,

$$q_f = -kA_c \left.\frac{dT}{dx}\right|_{x=0} = -kA_c \left.\frac{d\theta}{dx}\right|_{x=0} = -kA_c(-m\theta_b e^{-m(0)})$$

Com a Eq. 16.65, a ***taxa de calor da aleta*** se torna

taxa de calor da aleta

$$q_f = \sqrt{hPkA_c}\,\theta_b \qquad (16.68)$$

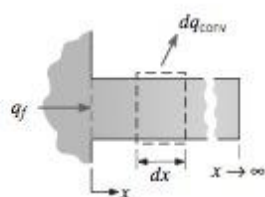



Figura 16.19

A conservação de energia determina que a taxa de transferência de calor por convecção, $q_{\text{conv}}(x)$, deve ser igual à taxa de transferência de calor por condução através da base da aleta, q_f. Desse modo, a formulação alternativa para a taxa de calor da aleta, q_f, utilizando a *lei do resfriamento de Newton*, conforme mostrado na Fig. 16.19, é

$$q_f = q_{\text{conv}} = \int_0^\infty dq_{\text{conv}}$$

$$q_f = \int_0^\infty h[T(x) - T_\infty]P\,dx = \int_0^\infty h\theta(x)P\,dx = hP\theta_b \int_0^\infty e^{-mx}\,dx = hPm^{-1}\theta_b$$

$$q_f = \sqrt{hPkA_c}\,\theta_b$$

que está de acordo com a Eq. 16.68. Observe que a integral anterior para a taxa de calor convectiva representa a área sob a curva da distribuição de temperatura, θ em função de x, conforme mostrado na Fig. 16.17*d*.

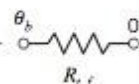
Da mesma forma, mas com uma complexidade matemática maior, podemos obter a distribuição de temperatura da aleta e a taxa de transferência de calor para os outros casos representados na Fig. 16.17*c*. Esses resultados encontram-se resumidos na Tabela 16.4. Observe também que esses resultados podem ser utilizados para determinar a resistência térmica de uma aleta.

Em lugar de uma expressão um tanto incômoda para a transferência de calor de uma aleta plana com uma extremidade ativa, Eq. 16.74, tem sido mostrado que estimativas precisas podem ser obtidas pela uti-

TABELA 16.4 Distribuição de Temperatura e Taxa de Calor para Aletas de Seção Transversal Uniforme

Caso	Condição da extremidade[a]	Distribuição de temperatura $\theta/\theta_b^{\,b}$		Taxa de transferência de calor da aleta $q_f^{\,c}$	
A	Aleta infinita ($L \to \infty$): $\theta(L) = 0$	e^{-mx}	(16.67)	$M = \sqrt{hPkA_c}\,\theta_b$	(16.68)
		$m = \sqrt{\dfrac{hP}{kA_c}}$	(16.65)		
B	Adiabática: $d\theta/dx\|_{x=L} = 0$	$\dfrac{\cosh m(L-x)}{\cosh mL}$	(16.69)[d]	$M \tanh mL$	(16.70)[d]
C	Temperatura prescrita: $\theta(L) = \theta_L$	$\dfrac{(\theta_L/\theta_b)\,\text{senh}\,mx + \text{senh}\,m(L-x)}{\text{senh}\,mL}$	(16.71)	$M\dfrac{(\cosh mL - \theta_L/\theta_b)}{\text{senh}\,mL}$	(16.72)
D	Transferência de calor por convecção ativa: $h\theta(L) = -kd\theta/dx_{\|x=L}$	$\dfrac{\cosh m(L-x) + (h/mk)\,\text{senh}\,m(L-x)}{\cosh mL + (h/mk)\,\text{senh}\,mL}$	(16.73)	$\dfrac{\text{senh}\,mL + (h/mk)\cosh mL}{\cosh mL + (h/mk)\,\text{senh}\,mL}$	(16.74)[e]

[a]Veja a Fig. 16.17*b* para balanços de energia na superfície relevante.
[b]Definições de excesso de temperatura: $\theta \equiv T - T_\infty$ e $\theta_b = \theta(0) = T_b - T_\infty$.
[c]Resistência térmica da aleta é definida como $R_{tf} = \theta_b/q_f$; veja Eq. 16.76. $q_f \longrightarrow \theta_b$ —$R_{t,f}$— 0
[d]Uma tabela de funções hiperbólicas é fornecida no Apêndice TC-6.
[e]De forma alternativa, utilize o resultado da extremidade adiabática, Eq. 16.70, com o comprimento corrigido L_c : $L_c = L + (t/2)$ para *aleta retangular* e $L_c = L + (D/4)$ para uma *aleta piniforme*.

lização do resultado de uma extremidade adiabática, Eq. 16.70, com o comprimento corrigido da forma $L_c = L + (t/2)$ para uma *aleta retangular* e $L_c = L + (D/4)$ para uma *aleta piniforme*. A correção se baseia na hipótese de equivalência entre a transferência de calor de uma aleta real com convecção na extremidade e a transferência hipotética de uma aleta mais longa com uma extremidade adiabática.

ATUALIZAÇÃO DA METODOLOGIA

EXEMPLO 16.6

ALETA INFINITA

Um bastão cilíndrico muito longo com 5 mm de diâmetro possui uma de suas extremidades mantida a 100°C. A superfície cilíndrica (lateral) do bastão está exposta ao ar ambiente a 25°C com um coeficiente de transferência de calor por convecção de 100 W/m²·K.

(a) Considerando um comprimento infinito, determine as distribuições de temperatura em regime permanente ao longo de bastões construídos em cobre puro, em liga de alumínio 2024 e em aço inoxidável AISI 316. Quais são as respectivas taxas de calor para o ambiente através das aletas?

(b) Quais devem ser os comprimentos dos bastões para que a hipótese de *comprimento infinito* leve a uma estimativa razoável da perda de calor?

Solução

Dados: Um bastão cilíndrico muito longo exposto ao ar ambiente.

Determinar:

(a) A distribuição de temperatura e a perda de calor da aleta quando o bastão for fabricado em cobre puro, em liga de alumínio ou em aço inoxidável.

(b) O comprimento que o bastão deve ter para que possa ser considerado de comprimento infinito.

Esquema e Dados Fornecidos:

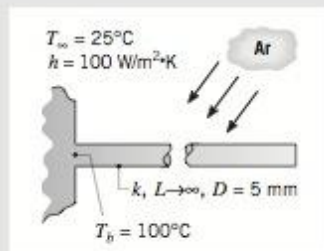



Figura E16.6a

Hipóteses:

1. Condições de regime permanente.
2. Condução unidimensional ao longo do bastão.
3. Bastão infinitamente longo.
4. Troca por radiação desprezível com a vizinhança.
5. Coeficiente de transferência de calor uniforme por convecção.
6. Propriedades constantes.

Propriedades: Tabela TC-1, cobre $[T = (T_b + T_\infty)/2 = 62{,}5°\ C \approx 335K]$: $k = 398$ W/m·K. Tabela TC-1, alumínio puro 2024 (335 K): $k = 180$ W/m·K. Tabela TC-1, aço inoxidável, AISI 316 (335 K): $k = 14$ W/m·K.

Análise:

(a) Submetido à consideração de uma aleta infinitamente longa, as distribuições de temperaturas, que são determinadas pela Eq. 16.67, podem ser representadas como

$$T = T_\infty + (T_b - T_\infty)e^{-mx}$$

onde $m = (hP/kA_c)^{1/2} = (4h/kD)^{1/2}$. Substituindo por h e D, bem como pelas condutividades térmicas do cobre, da liga de alumínio e do aço inoxidável, respectivamente, os valores de m são 14,2; 21,2 e 75,6 m^{-1}. As distribuições de temperaturas podem então ser calculadas e representadas graficamente, conforme mostrado na Fig. E16.6*b*.

Da equação 16.68, a taxa de calor na aleta é

$$q_f = \sqrt{hPkA_c}\,\theta_b$$

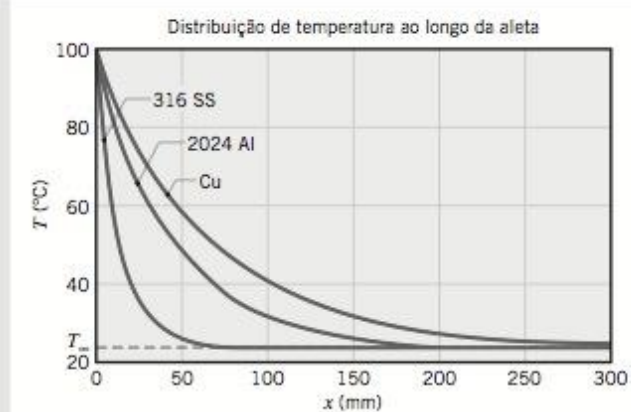



Figura E16.6b

Logo, para o bastão de cobre,

$$q_f = [100\ \text{W/m}^2 \cdot \text{K}(\pi \times 0{,}005\ \text{m})(398\ \text{W/m} \cdot \text{K})\,(\pi/4(0{,}005\ \text{m})^2)]^{1/2}(100 - 25)°\text{C}$$
$$q_f = 8{,}3\ \text{W} \quad \triangleleft$$

Analogamente, para os bastões em liga de alumínio e em aço inoxidável, respectivamente, as taxas de calor das aletas são $q_f = 5{,}6$ W e 1,6 W.

(b) Nas distribuições de temperatura da Fig. E16.6*b*, fica evidente que é muito pequeno o ganho adicional na transferência de calor associada a um aumento do comprimento do bastão além de 250, 150 e 50 mm, respectivamente, para o cobre, a liga de alumínio e o aço inoxidável. Observe também que as áreas sob as distribuições de temperaturas são proporcionais às taxas de dissipação de calor das aletas para os três materiais. (Ver também a Fig. 16.17*d*.)

Comentários: Como não há perda de calor na extremidade de um bastão infinitamente longo, uma estimativa da validade dessa aproximação pode ser feita pela comparação das Eqs. 16.70 e 16.68 (Tabela 16.4). A aproximação é satisfatória, quando as expressões fornecem resultados equivalentes. Isto ocorre se tanh $mL \geq 0{,}99$ ou $mL \geq 2{,}65$. Assim, o bastão pode ser considerado como tendo um comprimento infinito se

$$L \geq \frac{2{,}65}{m} = 2{,}65\left(\frac{kA_c}{hP}\right)^{1/2}$$

Para o cobre,

$$L \geq 2{,}65\left[\frac{398\ \text{W/m} \cdot \text{K} \times (\pi/4)(0{,}005\ \text{m})^2}{100\ \text{W/m}^2 \cdot \text{K} \times \pi(0{,}005\ \text{m})}\right]^{1/2} = 187\ \text{mm}$$

Os resultados para a liga de alumínio e para o aço inoxidável são $L \geq 126$ mm e $L \geq 35$ mm, respectivamente. As estimativas para o comprimento infinito, baseadas em inspeção das distribuições de temperaturas da Fig. E16.6*b* e resumidas no item (b), estão de acordo com a aproximação quantitativa baseada na taxa de transferência de calor da aleta considerada aqui.

16.4.3 Parâmetros de Desempenho da Aleta

efetividade da aleta

Lembre-se de que as aletas são utilizadas para aumentar a taxa de transferência de calor de uma superfície através do aumento da área efetiva da superfície para a troca térmica. Entretanto, a aleta em si representa uma resistência à condução para a transferência de calor da superfície original. Por essa razão, não há qualquer garantia de que a taxa de transferência de calor aumente pelo uso de aletas. Uma avaliação desse aspecto pode ser feita pelo cálculo da ***efetividade da aleta*** ε_f, que é definida como a *razão entre a taxa de transferência de calor da aleta e a taxa de transferência de calor que existiria sem a aleta*. Isto é,

$$\varepsilon_f = \frac{q_f}{hA_c\theta_b} \tag{16.75}$$

onde A_c é a área da seção transversal da aleta. Sujeita a qualquer uma das quatro condições de extremidade, a efetividade para uma aleta de seção transversal uniforme pode ser obtida pela divisão da expressão apropriada para q_f na Tabela 16.4 por $hA_c\theta_b$. Em qualquer projeto racional, o valor de ε_f deve ser o maior possível e, em geral, o uso das aletas só se justifica nos casos em que $\varepsilon_f \gtrsim 2$. ***Por Exemplo...*** a efetividade de aletas de barras infinitamente longas de cobre, ligas de alumínio e aço inoxidável do Exemplo 16.4 são 56,4, 38,0 e 10,9, respectivamente. ▲

O desempenho da aleta também pode ser quantificado em termos de uma resistência térmica. Tratando a diferença entre as temperaturas da base e do fluido como o potencial motriz, a ***resistência da aleta*** pode ser definida como

$$R_{t,f} = \frac{\theta_b}{q_f} \qquad (16.76)$$

resistência da aleta

Esse resultado é extremamente útil, particularmente quando se representa uma superfície aletada como um elemento do circuito térmico. Observe que, de acordo com a condição da extremidade da aleta, a expressão apropriada para q_f é obtida da Tabela 16.4.

Dividindo a Eq. 16.76 em uma expressão para a *resistência térmica* devido à convecção na base exposta,

$$R_{t,b} = \frac{1}{hA_c} \qquad (16.77)$$

e substituindo da Eq. 16.75, segue que

$$\varepsilon_f = \frac{R_{t,b}}{R_{t,f}} \qquad (16.78)$$

Logo, a efetividade da aleta pode ser interpretada como a razão entre resistências térmicas e o aumento de ε_f é necessário para reduzir a resistência à condução–convecção da aleta. Se o propósito da aleta for aumentar a transferência de calor, sua resistência não deve exceder à da base exposta.

Uma outra medida de desempenho térmico da aleta é fornecida pela *eficiência da aleta* η_f. O potencial motriz máximo para a convecção é a diferença entre as temperaturas da base ($x = 0$) e do fluido, $\theta_b = T_b - T_\infty$. Portanto a taxa máxima de calor da aleta é a taxa que existiria *se* toda a superfície da aleta estivesse na temperatura da base: $q_{máx} = hA_f\theta_b$ onde A_f é a área total da superfície da aleta. Entretanto, uma vez que toda aleta é caracterizada por possuir uma resistência térmica finita à condução, um gradiente de temperatura deve existir ao longo da aleta e a condição proposta é apenas uma idealização. Uma definição lógica da ***eficiência da aleta*** é, assim,

$$\eta_f = \frac{q_f}{q_{máx}} = \frac{q_f}{hA_f\theta_b} \qquad (16.79)$$

eficiência da aleta

Por Exemplo... a eficiência como aleta de uma barra de cobre de 250 mm de comprimento do Exemplo 16.4, com $A_f = PL$, é

$$\eta_f = \frac{8{,}3\ \text{W}}{100\ \text{W/m}^2\cdot\text{K}(\pi \times 0{,}005\ \text{m} \times 0{,}250\ \text{m})(100 - 25)°\text{C}} = 0{,}28$$ ▲

Para aletas de seção transversal uniforme, as expressões da Tabela 16.4 para a taxa de calor podem ser utilizadas para calcular a eficiência de aleta, η_f. Para aletas de *seção transversal não uniforme*, tais expressões são muito complicadas, de modo que os práticos utilizam gráficos criados por tratamento analítico ou empírico para obter estimativas para a eficiência da aleta em função dos parâmetros geométricos e do coeficiente de convecção. Um exemplo de tal *ferramenta de projeto* é a Fig. 16.20 para a *aleta anular* de seção transversal uniforme (veja também Fig. 16.15*c*). Com o conhecimento de η_f, a Eq. 16.79 é conveniente para calcular a taxa de calor da aleta.

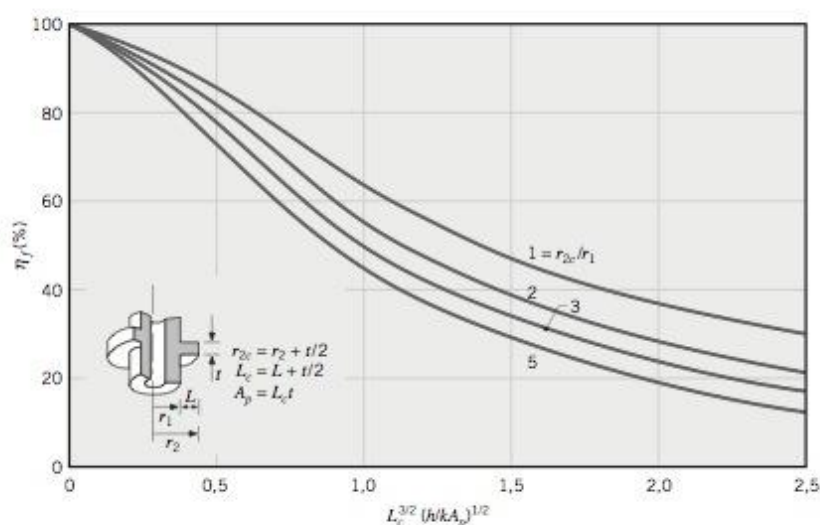



Figura 16.20 Eficiência de aletas anulares de seção transversal retangular.

EXEMPLO 16.7

ALETAS DE REFRIGERAÇÃO PARA TRANSISTORES DE POTÊNCIA

A transferência de calor de um transistor pode ser melhorada inserindo-o em uma camisa de alumínio (k = 200 W/m·K) constituída de 12 aletas longitudinais usinadas integralmente na sua superfície externa. O raio e a altura do transistor são $r_1 = 2$ mm e $H = 6$ mm, respectivamente, enquanto as aletas são de comprimento $L = r_3 - r_2 = 10$ mm e espessura uniforme t = 0,7 mm. A espessura da base da camisa é $r_2 - r_1 = 1$ mm e a resistência de contato da interface camisa-transistor é $R''_{t,c} = 10^{-3}$ m²·K/W. Ar a $T_\infty = 20$°C escoa sobre a superfície das aletas, fornecendo um coeficiente de transferência de calor por convecção, aproximadamente uniforme, de h = 25 W/m²·K.

(a) Admitindo transferência de calor unidimensional na direção radial, esboce o circuito térmico equivalente para a transferência de calor da superfície do transitor ($r = r_1$) para o ar. Identifique claramente cada uma das resistências.
(b) Avalie cada uma das resistências no circuito anterior. Se a temperatura na superfície do transistor for T_1 = 80°C, qual será a taxa de transferência de calor que atravessa a camisa?

Solução:

Dados: Dimensões da camisa aletada que envolve o transistor. Resistência de contato entre a camisa e o transistor. Condições de convecção na superfície e temperatura na superfície do transistor.

Determinar:
(a) O circuito térmico equivalente.
(b) A taxa de transferência de calor através da camisa do transistor.

Esquema e Dados Fornecidos:

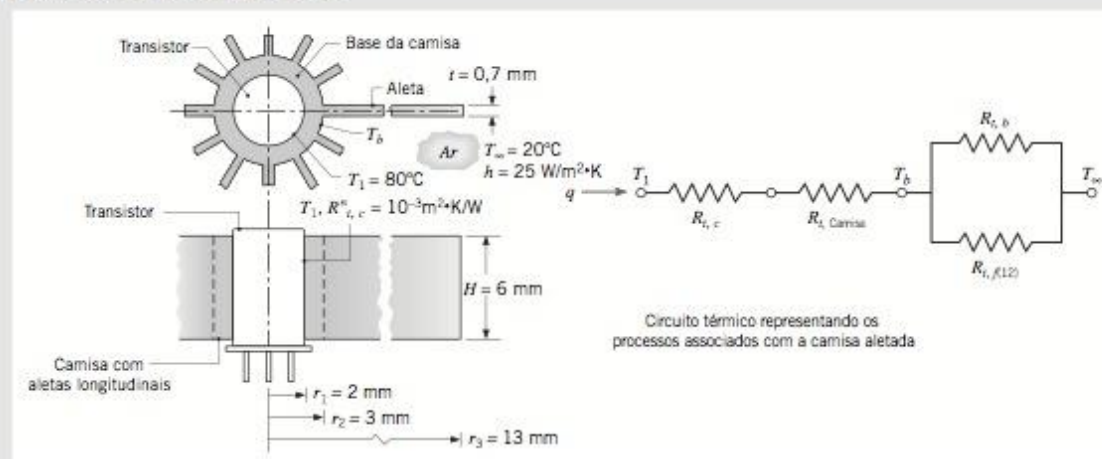



Figura E16.7

Hipóteses:

1. Condições de regime permanente.
2. Transferência de calor insignificante nas superfícies do topo e da base do transistor.
3. Condução unidimensional radial através da base da camisa.
4. Troca de calor por radiação insignificante entre as superfícies e o ambiente.
5. Propriedades constantes.

Análise:

(a) O circuito térmico mostrado anteriormente leva em consideração a resistência de contato entre o invólucro do transistor e a camisa, $R''_{t,c}$, condução através da camisa, $R_{t,\text{luva}}$, convecção na superfície exposta da base da camisa, $R''_{t,b}$, e condução-convecção de doze aletas, $R''_{tf(12)}$. Observe que $R''_{tf(12)}$ representa 12 elementos de resistência de aleta em um arranjo de circuito paralelo. Os elementos $R_{t,b}$ e $R_{tf(12)}$ representam a trajetória de escoamento paralelo do fluxo térmico da superfície externa da camisa (r_2) por convecção e através das aletas.

(b) As resistências térmicas associadas à junta de contato e à camisa (Eq. 16.32) são

$$R_{t,c} = \frac{R''_{t,c}}{2\pi r_1 H} = \frac{10^{-3}\ \text{m}^2\cdot\text{K/W}}{2\pi(0{,}002\ \text{m})(0{,}006\ \text{m})} = 13{,}3\ \text{K/W}$$

$$R_{t,\text{camisa}} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Hk} = \frac{\ln(3/2)}{2\pi(0{,}006\ \text{m})(200\ \text{W/m}\cdot\text{K})} = 0{,}054\ \text{K/W}$$

Para uma *única* aleta, a resistência térmica é obtida através da Eq. 16.76 com a Eq. 16.74 (Tabela 16.4, condição de extremidade ativa) para a taxa de calor da aleta

$$R_{t,f} = \frac{\theta_b}{q_f} = \left[(hPkA_c)^{1/2}\frac{\operatorname{senh} mL + (h/mk)\cosh mL}{\cosh mL + (h/mk)\operatorname{senh} mL}\right]^{-1}$$

Com $P = 2(H + t) = 13{,}4$ mm $= 0{,}0134$ m e $A_c = t \times H = 4{,}2 \times 10^{-6}$ m², calculamos os parâmetros

$$m = \sqrt{\frac{hP}{kA_c}} = \left(\frac{25\ \text{W/m}^2\cdot\text{K} \times 0{,}0134\ \text{m}}{200\ \text{W/m}\cdot\text{K} \times 4{,}2 \times 10^{-6}\ \text{m}^2}\right)^{1/2} = 20{,}0\ \text{m}^{-1}$$

$$mL = 20\ \text{m}^{-1} \times 0{,}01\ \text{m} = 0{,}20$$

$$\frac{h}{mk} = \frac{25\ \text{W/m}^2\cdot\text{K}}{20\ \text{m}^{-1} \times 200\ \text{W/m}\cdot\text{K}} = 0{,}00625$$

$$(hPkA_c)^{1/2} = (25\ \text{W/m}^2\cdot\text{K} \times 0{,}0134\ \text{m} \times 200\ \text{W/m}\cdot\text{K} \times 4{,}2 \times 10^{-6}\ \text{m}^2)^{1/2} = 0{,}0168\ \text{W/K}$$

Substituindo os valores numéricos, utilizando a Tabela TC-6 para calcular as funções hiperbólicas, a *resistência térmica para uma única aleta* é

$$R_{t,f} = \left[\frac{0{,}0168\ \text{W/K}\ (0{,}201 + 0{,}00625 \times 1{,}020)}{1{,}020 + 0{,}00625 \times 0{,}201}\right]^{-1} = 293\ \text{K/W}$$

Logo, a *resistência térmica de 12 aletas* em arranjo de circuito paralelo é

$$R_{t,f(12)} = \frac{R_{t,f}}{12} = 24{,}4\ \text{K/W}$$

Para a *base exposta*, a resistência térmica devido à convecção é

$$R_{t,b} = \frac{1}{h(2\pi r_2 - 12t)H} = \frac{1}{25\ \text{W/m}^2\cdot\text{K}\ (2\pi \times 0{,}003 - 12 \times 0{,}0007)\ \text{m} \times 0{,}006\ \text{m}}$$

$$R_{t,b} = 638\ \text{K/W}$$

Para as resistências em *paralelo* das 12 aletas, $R_{t,f(12)}$, e de convecção na base, $R_{t,b}$, conforme mostrado no circuito térmico da Fig. E16.7, a resistência equivalente é

$$R_{\text{equiv}} = [1/R_{t,f(12)} + 1/R_{t,b}]^{-1} = [(24{,}4)^{-1} + (638)^{-1}]^{-1} = 23{,}5\ \text{K/W}$$

de modo que a *resistência total da camisa aletada* é

$$R_{tot} = R_{t,c} + R_{t,\,camisa} + R_{equiv} = (13{,}3 + 0{,}054 + 23{,}5)\ \text{K/W} = 36{,}9\ \text{K/W}$$

e a taxa de transferência de calor da camisa é

$$qt = \frac{T_1 - T_\infty}{R_{tot}} = \frac{(80 - 20)°\text{C}}{36{,}9\ \text{K/W}} = 1{,}63\ \text{W} \ \triangleleft$$

Comentários: Sem a camisa aletada, a resistência convectiva na superfície externa do transistor seria $R_{tran} = (2\pi r_1 Hh)^{-1} =$ 531 K/W. Portanto, há vantagem considerável na utilização das aletas.

16.5 CONDUÇÃO TRANSIENTE

Muitas aplicações de transferência de calor envolvem condução *transiente* ou *não estacionária* resultante de uma variação temporal das condições térmicas no interior do sistema e/ou na vizinhança do sistema. Nesta seção, consideraremos a condução transiente resultante de uma variação nas condições de contorno convectivas. ***Por Exemplo...*** um lingote de metal quente, removido de um forno e temperado pela súbita imersão em grande volume de líquido, está sujeito à condução enquanto a superfície é resfriada por transferência de calor por convecção (Fig. 16.21). O lingote atinge finalmente uma condição de regime permanente com uma temperatura uniforme igual à do líquido. ▲

Nosso objetivo nesta seção é desenvolver métodos para a determinação da distribuição de temperatura em função do tempo no interior de um objeto durante um processo transiente, assim como a determinação da troca de calor entre o objeto e o ambiente.

O método de análise depende da natureza dos gradientes de temperatura no interior do objeto durante o processo transiente. Se a temperatura do objeto for *aproximadamente uniforme, uma única temperatura* pode ser utilizada para caracterizar resposta temporal do objeto a uma variação da condição de contorno convectiva. Denominado ***método da capacitância concentrada***, um balanço de energia global é utilizado para determinar a variação da temperatura com o tempo (Seção 16.5.1). Como as condições para a *validade* do método podem ser estabelecidas com clareza, o método pode ser empregado com segurança em determinadas aplicações.

método da capacitância térmica concentrada

Se houver diferenças de temperatura apreciáveis no interior do objeto durante o processo transiente, *efeitos espaciais* devem ser considerados e a distribuição de temperatura deve ser determinada pela resolução da *equação de calor*. Consideraremos soluções para *sólidos finitos* (paredes planas e sistemas radiais — cilindros longos e esferas) nas Seções 16.5.2 e 16.5.3, e para *sólidos semi-infinitos* na Seção 16.5.4.

16.5.1 MÉTODO DA CAPACITÂNCIA CONCENTRADA

Considere novamente o lingote metálico quente submetido a um processo de têmpera. O lingote está inicialmente a uma temperatura uniforme T_i e é subitamente imerso em um grande banho líquido a uma temperatura mais baixa $T_\infty < T_i$ (Fig. 16.21). Se o processo de têmpera for iniciado em um instante $t = 0$, a temperatura do lingote, $T(t)$ irá diminuir para tempos $t > 0$, até atingir finalmente o valor T_∞. A temperatura do lingote decresce à medida que sua energia interna diminui em conseqüência da transferência de calor por convecção do lingote para o banho líquido. A essência do método da capacitância concentrada é a hipótese de que a *temperatura* do interior do sólido seja *aproximadamente uniforme* em qualquer instante de tempo durante o processo transiente. Estamos admitindo, por hipótese, que esse é, de fato, o caso; iremos então determinar sob quais condições essa *hipótese de temperatura uniforme* é válida.

Figura 16.21 Resfriamento de um metal quente forjado.

TEMPERATURA EM FUNÇÃO DO TEMPO: BALANÇO DE ENERGIA

Por termos considerado que uma *única temperatura* pode ser utilizada para *caracterizar* o sólido durante o processo transiente da Fig. 16.21, podemos determinar a resposta da temperatura pela formulação de um *balanço global de energia* no sólido. Esse balanço irá relacionar a taxa de transferência de calor por convecção na superfície com a taxa de variação de energia interna. Aplicando a Eq. 15.11a ao sistema da Fig. 16.21, essa determinação toma a forma

$$-\dot{E}_{out} = \dot{E}_{st} \tag{16.80}$$

ou

$$-hA_s(T - T_\infty) = \rho V c \frac{dT}{dt} \tag{16.81}$$

Introduzindo a diferença de temperatura,

$$\theta = T - T_\infty \tag{16.82}$$

e verificando que $(d\theta/dt) = (dT/dt)$, temos

$$\frac{\rho V c}{hA_s}\frac{d\theta}{dt} = -\theta$$

Separando variáveis e integrando a partir da *condição inicial*, para a qual $t = 0$ e $T(0) = T_i$, obtemos então

$$\frac{\rho V c}{hA_s}\int_{\theta_i}^{\theta}\frac{d\theta}{\theta} = -\int_0^t dt$$

onde

$$\theta_i = T_i - T_\infty \tag{16.83}$$

Calculando as integrais, o ***histórico da temperatura em função do tempo*** tem a forma

histórico da temperatura em função do tempo

$$\frac{\rho V c}{hA_s}\ln\frac{\theta_i}{\theta} = t \tag{16.84}$$

ou rearrumando, para obtermos a temperatura explicitamente,

$$\frac{\theta}{\theta_i} = \frac{T - T_\infty}{T_i - T_\infty} = \exp\left[-\left(\frac{hA_s}{\rho V c}\right)t\right] \tag{16.85}$$

A Eq. 16.84 pode ser utilizada para determinar o tempo necessário para que o sólido atinja uma determinada temperatura T, ou, inversamente, a Eq. 16.85 pode ser utilizada para calcularmos a temperatura atingida pelo sólido em um instante de tempo t.

Os resultados anteriores indicam que a diferença entre as temperaturas do sólido e do fluido devem decrescer exponencialmente tendendo a zero à medida que t tende a infinito. Esse comportamento é mostrado na Fig. 16.22. Da Eq. 16.85 é também evidente que a grandeza $(\rho Vc/hA_s)$ pode ser interpretada como uma ***constante de tempo térmica***, que tem a forma

$$\tau_t = \left(\frac{1}{hA_s}\right)(\rho V c) = R_t C_t \tag{16.86}$$

constante de tempo térmica

onde R_t é a *resistência* à *transferência de calor por convecção* e C_t é a ***capacitância térmica concentrada*** do sólido. Qualquer aumento em R_t ou C_t fará com que o sólido responda mais lentamente às variações em seu ambiente térmico e irá aumentar o tempo necessário para que atinja o equilíbrio térmico ($\theta = 0$).

capacitância térmica concentrada

Para obter a *transferência total de energia* Q(J) que ocorre até um determinado instante de tempo t, escrevemos simplesmente

$$Q = \int_0^t q\,dt = hA_s\int_0^t \theta\,dt$$

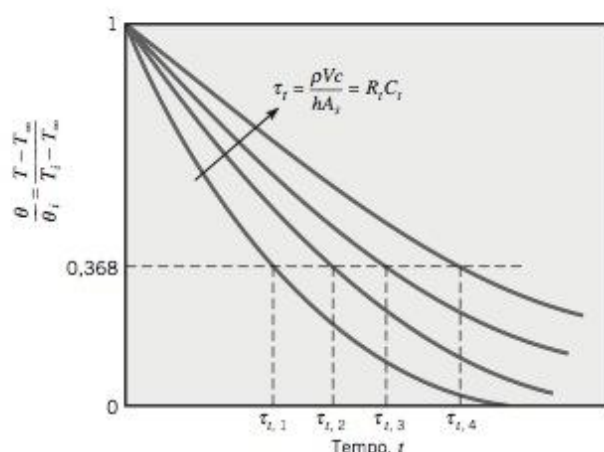



Figura 16.22 Resposta transiente de temperatura de sólidos com capacitância concentrada para diferentes constantes de tempo térmicas τ_t.

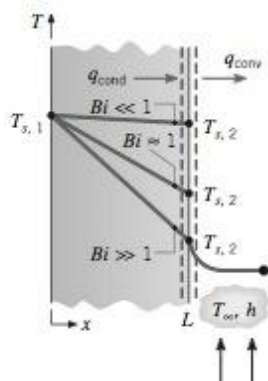



Figura 16.23 Efeito do número de Biot na distribuição de temperatura em regime permanente em uma parede plana com convecção na superfície.

Substituindo o valor de θ da Eq. 16.85 e integrando, obtemos

$$Q = (\rho V c)\theta_i\left[1 - \exp\left(-\frac{t}{\tau_t}\right)\right] \tag{16.87}$$

VALIDADE DO MÉTODO DE CAPACITÂNCIA CONCENTRADA

É importante determinar sobre quais condições o método da capacitância concentrada pode ser utilizado com razoável precisão. Para desenvolver um critério apropriado, considere a condução em regime permanente através de uma parede plana de área A (Fig. 16.23). Embora estejamos considerando *condições de regime permanente*, iremos ver mais tarde como esse critério é facilmente estendido a processos transientes. Uma superfície é mantida a uma temperatura $T_{s,1}$ e a outra superfície é exposta a um fluido com temperatura $T_\infty < T_{s,1}$. A temperatura dessa superfície estará em um valor intermediário, $T_{s,2}$, para o qual $T_\infty < T_{s,2} < T_{s,1}$. Logo, em condições de regime permanente o balanço de energia na superfície, Eq. 15.14 representada como $q_{cond} = q_{conv}$, se reduz a

$$\frac{kA}{L}(T_{s,1} - T_{s,2}) = hA(T_{s,2} - T_\infty)$$

onde k é a condutividade térmica do sólido. Rearrumando, obtemos então

número de Biot

$$\frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{T_{s,2} - T_\infty} = \frac{(L/kA)}{(1/hA)} = \frac{R_{cond}}{R_{conv}} = \frac{hL}{k} = Bi \tag{16.88}$$

A grandeza (hL/k) que aparece na Eq. 16.88 é um *parâmetro adimensional*. Ele é denominado ***número de Biot***, e desempenha um papel fundamental nos problemas de condução que envolvem efeitos de convecção na superfície. De acordo com a Eq. 16.88 e conforme está ilustrado na Fig. 16.23, o *número de Biot fornece uma medida da queda de temperatura no sólido em relação à diferença de temperatura entre a superfície e o fluido*. Observe especialmente as condições correspondentes a $Bi \ll 1$. Os resultados sugerem que, para essas condições, é razoável *admitir* uma distribuição uniforme de temperatura através de um sólido em um instante de tempo qualquer durante um processo transiente. Esse resultado também pode ser associado à interpretação do número de Biot como uma razão entre as resistências térmicas, Eq. 16.88. *Se* $Bi \ll 1$, *a resistência à condução no interior do sólido é muito menor que a resistência à convecção através da camada limite térmica do fluido*. Portanto, a hipótese de uma distribuição uniforme da temperatura é razoável.

O significado do número de Biot para a condução *transiente* encontra-se ilustrado na situação a seguir. Considere a parede plana da Fig. 16.24, que está inicialmente a uma temperatura uniforme T_i, e é submetida a um resfriamento por convecção ao ser subitamente imersa em um fluido com temperatura $T_\infty < T_i$. As variações de temperatura com a posição e com o tempo no interior do sólido, designadas por $T(x,t)$, estão representadas graficamente para as duas condições extremas do número de Biot, $Bi \ll 1$ e $Bi \gg 1$.

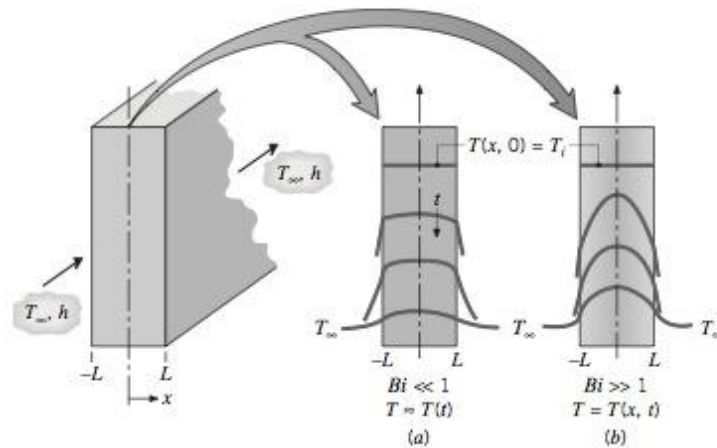



Figura 16.24 Distribuições transientes de temperatura para números de Biot extremos em uma parede plana resfriada simetricamente por convecção. (a) $Bi \ll 1$, correspondente à condição necessária do método da capacitância térmica concentrada, e (b) $Bi \gg 1$, condições para as quais os efeitos espaciais são importantes.

Para $Bi \ll 1$, os gradientes de temperatura no interior do sólido são pequenos e $T(x,t) \approx T(t)$. Praticamente toda a diferença de temperatura é entre a superfície do sólido e o fluido, e *a temperatura do sólido permanece aproximadamente uniforme* conforme ela decresce para T_∞. Isso corresponde à condição necessária do método da capacitância concentrada. Para $Bi \gg 1$, a diferença de temperatura através do sólido é muito maior que aquela entre a superfície e o fluido. Para essa condição, os *efeitos espaciais são importantes*, e devemos utilizar a equação de calor para obter a distribuição de temperatura.

Quando você se confrontar com um problema de condução transiente envolvendo uma variação súbita no ambiente térmico, você deve calcular o número de Biot. Se o seguinte ***critério de validade*** for satisfeito,

$$Bi = \frac{hL_c}{k} < 0{,}1 \tag{16.89}$$

critério de validade

o erro associado à utilização do método da capacitância concentrada é pequeno. Por conveniência, é usual definir o ***comprimento característico***, L_c, da Eq. 16.89 como a razão entre o volume do sólido e a área da superfície

$$L_c = \frac{V}{A_s} \tag{16.90}$$

comprimento característico

Essa definição facilita o cálculo de L_c para sólidos de formas complicadas e se reduz à metade da espessura $2L$ de uma parede plana (Fig. 16.24), a $r_0/2$ para um cilindro longo e a $r_0/3$ para uma esfera.

Finalmente, observe que, com $L_c \equiv V/A_s$ e a difusividade térmica $\alpha = k/\rho c$ da Eq. 16.5, o termo exponencial entre colchetes na Eq. 16.85 pode ser expresso por

$$\frac{hA_st}{\rho Vc} = \frac{ht}{\rho c L_c} = \frac{hL_c}{k}\frac{k}{\rho c}\frac{t}{L_c^2} = \frac{hL_c}{k}\frac{\alpha t}{L_c^2}$$

ou

$$\frac{hA_st}{\rho Vc} = Bi \cdot Fo \tag{16.91}$$

onde $Bi = hL/k$ e Fo é o ***número de Fourier***

$$Fo = \frac{\alpha t}{L_c^2} \tag{16.92}$$

número de Fourier

O número de Fourier é um *tempo adimensional*, que, com o número de Biot, caracteriza os problemas de condução transiente. Substituindo a Eq. 16.91 na Eq. 16.85, obtemos

$$\frac{\theta}{\theta_i} = \frac{T - T_\infty}{T_i - T_\infty} = \exp(-Bi \cdot Fo) \tag{16.93}$$

EXEMPLO **16.8**

MÉTODO DA CAPACITÂNCIA CONCENTRADA: PROCESSO DE RESFRIAMENTO

Em um programa de avaliação de materiais, miçangas de vidro com 12,5 mm de diâmetro com revestimento dielétrico são retiradas de um forno de processo com uma temperatura uniforme de 225°C. As miçangas são resfriadas em uma corrente de ar para a qual $T_\infty = 20°C$ e o coeficiente de transferência de calor por convecção é 25 W/m²·K. Qual é a temperatura de uma miçanga após 6 min?

Solução

Dados: Uma miçanga de vidro, inicialmente a uma temperatura uniforme, é subitamente exposta a um processo de resfriamento por convecção.

Determinar: A temperatura da miçanga de vidro após 6 min.

Esquema e Dados Fornecidos:

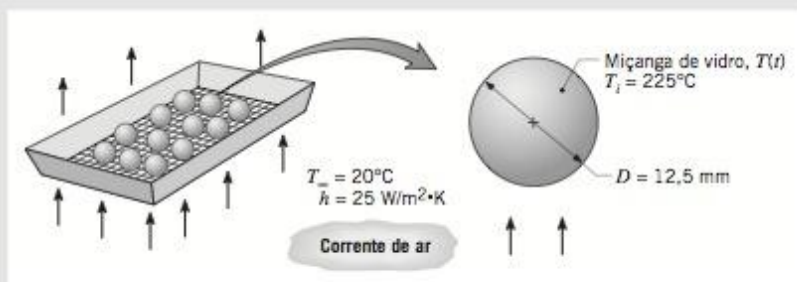



Figura E16.8

Hipóteses:

1. A temperatura da miçanga é uniforme em qualquer instante de tempo.
2. O revestimento possui resistência térmica e capacitância desprezíveis.
3. Troca de calor por radiação com a vizinhança é desprezível.
4. Propriedades constantes.

Propriedades: Tabela TC-2, vidro, Pirex (300 K): $\rho = 2225$ kg/m³, $c = 835$ J/kg·K, $k = 1,4$ W/m·K.

Análise: Para estabelecer a validade do método da capacitância concentrada, calcule o número de Biot. Da Eq. 16.90, o comprimento característico da miçanga esférica é

$$L_c = \frac{V}{A_s} = \frac{\pi D^3/6}{\pi D^2} = \frac{D}{6}$$

e utilizando a Eq. 16.89, determinamos o número de Biot,

$$Bi = \frac{hL_c}{k} = \frac{h(D/6)}{1,4} = \frac{25\ \text{W/m}^2 \cdot \text{K}\ (0,0125\ \text{mm}/6)}{1,4\ \text{W/m} \cdot \text{K}} = 0,037$$

Como $Bi < 0,1$ então a miçanga possui uma temperatura aproximadamente uniforme durante o processo de resfriamento. Utilizando a Eq. 16.85, com $L_c = D/6$ a temperatura $T(t)$ após 6 min é

$$\frac{T(t) - T_\infty}{T_i - T_\infty} = \exp\left[-\left(\frac{h}{\rho L_c c}\right)t\right]$$

$$\frac{T(t) - 20°\text{C}}{(225 - 20)°\text{C}} = \exp\left[-\left(\frac{25\ \text{W/m}^2 \cdot \text{K}}{2225\ \text{kg/m}^3\ (0,0125\ \text{m}/6)\ 835\ \text{J/kg}}\right)360\ \text{s}\right]$$

$$T(t) = 20°\text{C} + (225 - 20)°\text{C} \times 0,0978 = 40,0°\text{C} \ \triangleleft$$

EXEMPLO 16.9

HISTÓRICO DA TEMPERATURA EM FUNÇÃO DO TEMPO EM UMA PEÇA DE TRABALHO: OPERAÇÃO DE CURA

Um painel de liga de alumínio com 3 mm de espessura ($\rho = 2770$ kg/m³, $c = 875$ J/kg·K e $k = 177$ W/m·K) tem acabamento nas duas faces com revestimento de epóxi que deve ser curado a uma temperatura de, pelo menos, $T_c = 150$°C ou por no mínimo 5 min. A operação de cura é desenvolvida em um grande forno com ar a 175°C e coeficiente de transferência de calor por convecção de $h = 40$ W/m²·K. O revestimento tem uma emissividade $\varepsilon = 0{,}8$ e a temperatura das paredes do forno é 175°C, fornecendo um coeficiente de radiação *efetiva* $h_{rad} = 12$ W/m²·K. Se o painel for colocado em um forno inicialmente à temperatura de 25°C, qual o tempo necessário, t_c, para completar o processo de cura?

Solução

Dados: Condições de operação para um processo de aquecimento no qual um painel de alumínio revestido é mantido a uma temperatura $T_c = 150$°C ou acima por no mínimo 5 min.

Determinar: O tempo, t_c, necessário para completar o processo de cura.

Esquema e Dados Fornecidos:

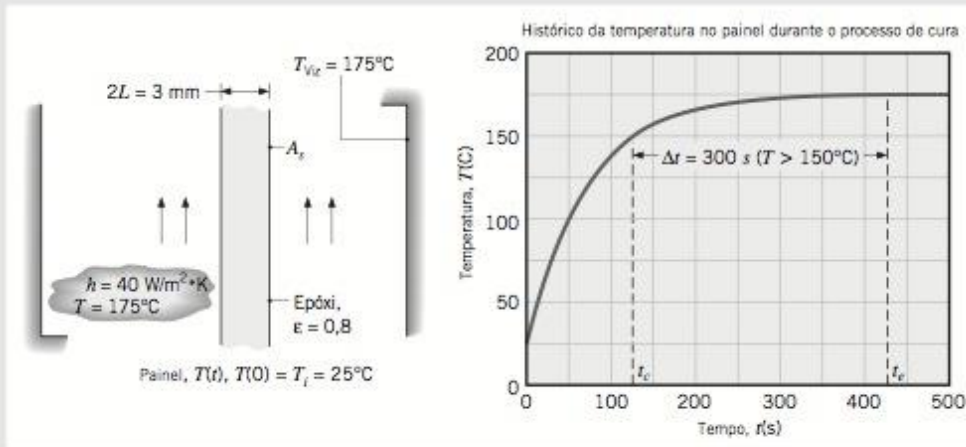



Figura E16.9

Hipóteses:

1. A temperatura do painel é uniforme em qualquer instante de tempo.
2. A resistência térmica do epóxi é desprezível.
3. A troca de calor por radiação com a vizinhança pode ser caracterizada por um coeficiente linearizado de radiação *efetiva*, h_{rad}.
4. Propriedades constantes.

Análise: Durante a operação de cura, a superfície do painel está submetida à troca de calor por convecção, q_{con}, com o fluido a T_∞, e a troca de calor por radiação, q_{rad}, com a vizinhança a $T_{viz} = T_\infty$. A taxa total de calor da superfície do painel é

$$q = q_{conv} + q_{rad} = (h + h_{rad})A_s(T - T_\infty)$$

onde h e h_{rad} são os coeficientes de transferência de calor por convecção e por radiação *efetiva*, respectivamente, e $(h + h_{rad})$ representa o coeficiente *combinado* de convecção-radiação. Para garantir a validade do método da capacitância concentrada, iniciamos calculando o número de Biot, Eq. 16.89, utilizando o coeficiente combinado de convecção-radiação

$$Bi = \frac{(h + h_{rad})L}{k} = \frac{(40 + 12)\ \text{W/m}^2 \times \text{K}\ (0{,}0015\ \text{m})}{177\ \text{W/m} \times \text{K}} = 4{,}68 \times 10^{-4}$$

Como $Bi < 0{,}1$, a aproximação de capacitância concentrada é excelente. Da Eq. 16.84, o tempo necessário para o painel atingir a temperatura de cura é

$$t_c = \frac{\rho V c}{hA_s}\ln\frac{\theta_i}{\theta} = \frac{\rho L c}{(h + h_{rad})}\ln\frac{T_i - T_\infty}{T_c - T_\infty}$$

$$t_c = \frac{2770\ \text{kg/m}^3 \times 0{,}0015\ \text{mm} \times 875\ \text{J/kg}\cdot\text{K}}{(40 + 12)\ \text{W/m}^2\cdot\text{K}}\ln\frac{25 - 175}{150 - 175} = 125\ \text{s}$$

O painel atinge a temperatura de cura de 150°C em 125 *s*, portanto o tempo total para completar os 5 minutos de duração da cura é

$$t_e = t_c + 5 \times 60 \text{ s} = (125 + 300) \text{ s} = 425 \text{ s} \quad \triangleleft$$

Comentários:

1. Observe que o comprimento característico $L_c = V/A_s$ utilizado na análise é L, a metade da largura da placa.

2. O histórico da temperatura em função do tempo para o painel é mostrado no gráfico da Fig. E16.9. Observe que o painel atingiu a temperatura do ar do forno e a temperatura da parede após completar o processo de cura ($t = t_e$). Se você desejasse reduzir o tempo de cura, quais parâmetros você mudaria?

3. O coeficiente de transferência de calor por radiação *efetiva* linearizado associado à troca por radiação entre o painel e sua vizinhança foi determinado pela Eq. 15.9. A estimativa para h_{rad} é baseada na temperatura média do painel durante o processo de aquecimento, $T_{med} = (T_c + T_i)/2 = 87{,}5°C = 360{,}5$ K,

$$h_{rad} = \varepsilon\sigma(T_{med} + T_{viz})(T_{med}^2 + T_{viz}^2)$$
$$h_{rad} = 0{,}8(5{,}67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4)(360{,}5 + 448)(360{,}5^2 + 448^2)\text{K}^3 = 12{,}1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Lembre-se de utilizar temperaturas absolutas quando calcular o coeficiente de radiação linearizado.

4. Use o *Interactive Heat Transfer (IHT)* para análise do método de capacitância concentrada. (CD-ROM)

16.5.2 PAREDE PLANA COM CONVECÇÃO

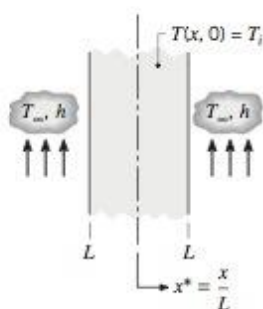



Figura 16.25 Parede plana com uma temperatura inicial uniforme sujeita a condições de convecção súbita.

Com $Bi > 0{,}1$, o método da capacitância concentrada não é mais apropriado e o sólido não pode ser aproximado por uma única temperatura durante o processo transiente. *Efeitos espaciais* devem ser considerados uma vez que as diferenças de temperatura no interior do sólido são apreciáveis.

Considere a parede plana de espessura $2L$ da Fig. 16.25 submetida a condução unidimensional na direção x. A parede está inicialmente a uma temperatura uniforme, $T(x,0) = T_i$, e é subitamente imersa em um fluido de $T_\infty \neq T_i$. A distribuição de temperatura resultante em função da posição e do tempo, $T(x,t)$, pode ser obtida pela resolução da forma apropriada da equação de calor com as condições iniciais e de contorno relevantes.

EQUAÇÃO DO CALOR: DEDUÇÃO (CD-ROM)

SOLUÇÃO PARA A DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA

A partir de um tratamento detalhado da equação de calor na seção anterior, mostramos que a ***solução adimensional*** para a distribuição de temperatura transiente é uma função universal de x^*, Fo e Bi. Isto é,

solução adimensional

$$\theta^* = f(x^*, Fo, Bi) \qquad (16.103)$$

$$x^* = x/L \qquad (16.100)$$
$$Fo = \alpha t/L^2 \qquad (16.101)$$
$$Bi = hL/k \qquad (16.102)$$

onde x^* é a coordenada espacial adimensional, Fo é o tempo adimensional (número de Fourier, Eq. 16.92) e Bi é a razão entre as resistências térmicas (número de Biot, Eq. 16.88).

Diversas técnicas matemáticas podem ser utilizadas para se obter soluções exatas de problemas de condução desse tipo, e as soluções são normalmente na forma de séries infinitas. Entretanto, exceto para pequenos valores do número de Fourier, $Fo < 0{,}2$, as séries infinitas podem ser aproximadas pelo primeiro termo da série. Utilizando a *aproximação do primeiro termo*, a forma adimensional da distribuição de temperatura é

$$\theta^* = C \exp(-\zeta^2 Fo) \cos(\zeta x^*) \qquad (16.104a)$$

ou, de forma alternativa, como

$$\theta^* = \theta_o^* \cos(\zeta x^*) \qquad (16.104b)$$

TABELA 16.5 Coeficientes Utilizados na Aproximação do Primeiro Termo para Solução por Séries da Condução Transiente Unidimensional na Parede Plana

Parede plana								
Bi[a]	ζ	C	Bi	ζ	C	Bi	ζ	C
0,01	0,0998	1,0017	0,25	0,4801	1,0382	5,0	1,3138	1,2402
0,02	0,1410	1,0033	0,30	0,5218	1,0450	6,0	1,3496	1,2479
0,03	0,1732	1,0049	0,4	0,5932	1,0580	7,0	1,3766	1,2532
0,04	0,1987	1,0066	0,5	0,6533	1,0701	8,0	1,3978	1,2570
0,05	0,2217	1,0082	0,6	0,7051	1,0814	9,0	1,4149	1,2598
0,06	0,2425	1,0098	0,7	0,7506	1,0919	10,0	1,4289	1,2620
0,07	0,2615	1,0114	0,8	0,7910	1,1016	20,0	1,4961	1,2699
0,08	0,2791	1,0130	0,9	0,8274	1,1107	30,0	1,5202	1,2717
0,09	0,2956	1,0145	1,0	0,8603	1,1191	40,0	1,5325	1,2723
0,10	0,3111	1,0160	2,0	1,0769	1,1795	50,0	1,5400	1,2727
0,15	0,3779	1,0237	3,0	1,1925	1,2102	100,0	1,5552	1,2731
0,20	0,4328	1,0311	4,0	1,2646	1,2287	∞	1,5707	1,2733

[a] $Bi = hL/k$ para a parede plana. Veja a Fig. 16.25.

onde $\theta_0^* \equiv (T_0 - T_\infty)/(T_i - T_\infty)$ representa a temperatura adimensional no plano médio ($x^* = 0$), isto é,

$$\theta_o^* = C\exp(-\zeta^2 Fo) \tag{16.105}$$

Uma implicação importante da Eq. 16.104b é que a *dependência da temperatura no tempo em um ponto no interior da parede é a mesma que a da temperatura no plano médio*. Os coeficientes C e ζ são fornecidos na Tabela 16.5 para uma faixa de números de Biot.

ENERGIA TOTAL TRANSFERIDA

Em muitas situações é útil conhecer a energia total que saiu da (ou entrou na) parede em um tempo t qualquer do processo transiente. O princípio da conservação de energia, Eq. 15.11b, pode ser aplicado para o *intervalo de tempo* limitado pela condição inicial ($t = 0$) e pelo instante de tempo qualquer $t > 0$

$$E_{\text{entrada}} - E_{\text{saída}} = \Delta E_{st} \tag{16.106}$$

Identificando a *energia transferida da parede* Q com $E_{\text{saída}}$, e fazendo $E_{\text{entrada}} = 0$ e $\Delta E_{st} = E(t) - E(0)$, segue que

$$Q = -[E(t) - E(0)] \tag{16.107a}$$

ou

$$Q = -\int \rho c[T(x,t) - T_i]dV \tag{16.107b}$$

onde a integração é realizada sobre o volume da parede. É conveniente adimensionalizar esse resultado introduzindo-se a grandeza

$$Q_o = \rho c V(T_i - T_\infty) \tag{16.108}$$

que é a energia interna inicial da parede em relação à temperatura do fluido. Ela também é a *quantidade máxima* de transferência de energia que poderia ocorrer se o processo fosse continuado até um tempo $t = \infty$. Logo, supondo as propriedades constantes, a razão entre a energia transferida total da parede em um intervalo de tempo t e a máxima transferência possível é

$$\frac{Q}{Q_o} = \int \frac{-[T(x,t) - T_i]}{T_i - T_\infty}\frac{dV}{V} = \frac{1}{V}\int (1 - \theta^*)dV \tag{16.109}$$

Empregando a forma aproximada da distribuição de temperatura para a parede plana, Eq. 16.104a, a integração indicada na Eq. 16.109 pode ser realizada para obtermos a *relação de transferência de energia*

$$\frac{Q}{Q_o} = 1 - \frac{\text{sen}\,\zeta}{\zeta}\theta_o^* \qquad (16.110)$$

onde θ_0^* pode ser determinado pela Eq. 16.105, utilizando a Tabela 16.5 para os valores dos coeficientes C e ζ.

CONSIDERAÇÕES ADICIONAIS

Como o problema matemático é precisamente o mesmo, os resultados anteriores também podem ser aplicados a uma parede plana de espessura L, que seja isolada de um lado ($x^* = 0$) e exposta ao transporte convectivo no outro lado ($x^* = +1$). Essa equivalência é uma conseqüência do fato de que, independentemente de ser ou não exigidas e simetria ou regime adiabático para $x^* = 0$, a condição de contorno é da forma $\partial\theta^*/\partial x^* = 0$.

É preciso também observar que os resultados anteriores podem ser utilizados para determinar a resposta transiente de uma parede plana a uma variação súbita na temperatura da *superfície*. O processo é equivalente a se ter um coeficiente de convecção infinito, caso em que o número de Biot é infinito ($Bi = \infty$) e a temperatura do fluido T_∞ é substituída pela temperatura da superfície T_s.

gráficos de Heisler e de Gröber

Finalmente, observamos que as *representações gráficas* da aproximação do primeiro termo, denominadas ***cartas de Heisler*** e de ***Gröber***, foram desenvolvidas e estão apresentadas no Apêndice TC-7. Embora as cartas associadas forneçam meios convenientes para a resolução de problemas de condução transientes para $Fo > 0{,}2$, melhor precisão pode ser obtida pelo uso das Eqs. 16.104 e 16.110.

EXEMPLO 16.10

PAREDE PLANA SUBMETIDA A PROCESSO DE AQUECIMENTO CONVECTIVO SÚBITO

Uma grande placa polimérica de 50 mm de espessura é suspensa em um sistema transportador que conduz a placa através de um forno para tratamento térmico. A placa está a uma temperatura uniforme de 25°C antes de entrar no forno e é submetida a um processo térmico de convecção com o ar quente do forno a 175°C e um coeficiente de transmissão de calor por convecção de 100 W/m²·K. As propriedades termofísicas do polímero são $\rho = 2325$ kg/m³, $c = 800$ J/kg·K e $k = 1{,}0$ W/m·K.

(a) Quais são os números apropriados de Biot e de Fourier 10 min após a placa ter entrado no forno?
(b) Em $t = 10$ min, qual é a temperatura no plano médio da placa e na sua superfície?
(c) Qual é o fluxo térmico q'' (W/m²) do ar do forno para a placa em $t = 10$ min?
(d) Que quantidade de energia por unidade de área foi transferida do ar do forno para a placa em $t = 10$ min?

Solução

Dados: Placa polimérica submetida a uma variação súbita nas condições de convecção na superfície.

Determinar:
(a) Os números de Biot e Fourier após 10 min.
(b) As temperaturas no plano médio da placa e na superfície após 10 min.
(c) O fluxo térmico para a placa em 10 min.
(d) A energia transferida para a placa por unidade de área de superfície após 10 min.

Esquema e Dados Fornecidos:

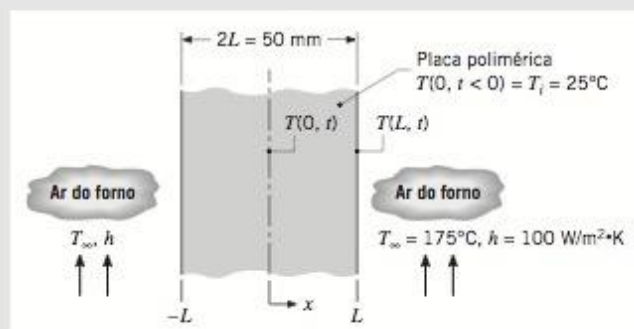



Figura E16.10

Hipóteses:

1. A placa polimérica pode ser aproximada como uma parede plana com condução unidimensional sujeita a aquecimento convectivo simétrico.
2. Troca de calor por radiação com a vizinhança desprezível.
3. Propriedades constantes.

Propriedades: Polímero (dado) $\rho = 2325$ kg/m³, $c = 800$ J/kg·K e $k = 1{,}0$ W/m·K; das Eqs. 16.15, $\alpha = k/\rho c = 1{,}0$ W/m · K/(2.325 kg/m³ × 800 J/kg · K) = $5{,}38 \times 10^{-7}$ m²/s.

Análise:

(a) Em $t = 10$ min, os números de Biot e de Fourier são calculados através das Eqs. 16.102 e 16.101, respectivamente. Logo,

$$Bi = \frac{hL}{k} = \frac{100\ \text{W/m}^2\cdot\text{K} \times 0{,}025\ \text{m}}{1{,}0\ \text{W/m}\cdot\text{K}} = 2{,}50 \quad \triangleleft$$

$$Fo = \frac{\alpha t}{L^2} = \frac{5{,}38 \times 10^{-7}\ \text{m}^2/\text{s} \times 10\ \text{min}}{(0{,}025\ \text{m})^2}\left|\frac{60\ \text{s}}{\text{min}}\right| = 0{,}516 \quad \triangleleft$$

(b) Com $Bi = 2{,}50$, o uso do método da capacitância concentrada é inapropriado. Entretanto, uma vez que $Fo > 0{,}2$ e as condições transientes na placa correspondem àquelas em uma parede plana de espessura $2L$, os resultados desejados podem ser obtidos da aproximação com um termo. Portanto, a *temperatura no plano médio*, $T(0, t)$, pode ser determinada pela Eq. 16.105

$$\theta_o^* = \frac{T_o - T_\infty}{T_i - T_\infty} = C\exp(-\zeta^2 Fo)$$

onde, com $Bi = 2{,}50$, os coeficientes são $\zeta = 1{,}1347$ e $c = 1{,}1949$ da Tabela 16.5. Com $Fo = 0{,}516$

$$\theta_o^* = 1{,}1949\exp[-(1{,}1347)^2 \times 0{,}516] = 0{,}615$$

Logo, após 10 min, a temperatura no plano médio é

$$T(0, 10\ \text{min}) = T_\infty + \theta_o^*(T_i - T_\infty) = 175°\text{C} + 0{,}615(25 - 175)°\text{C} = 83°\text{C} \quad \triangleleft$$

A *temperatura da superfície*, $T(L,t)$, pode ser determinada pela Eq. 16.104*b*, com

$$\theta^* = \frac{T(x^*, t) - T_\infty}{T_i - T_\infty} = \theta_o^*\cos(\zeta x^*) = 0{,}615\cos(1{,}1347) = 0{,}257$$

$$T(L, 10\ \text{min}) = 175°\text{C} + 0{,}257(25 - 175)°\text{C} = 136°\text{C} \quad \triangleleft$$

(c) A transferência de calor para a superfície externa da placa em $x = L$ se dá por convecção, e em um instante de tempo qualquer t, o fluxo de calor pode ser obtido pela lei de resfriamento de Newton. Logo, em $t = 10$ min

$$q_x''(L, 10\ \text{min}) = q_L'' = h[T(L, 10\ \text{min}) - T_\infty]$$

$$q_L'' = 100\ \text{W/m}^2\cdot\text{K}[136 - 175]°\text{C} = -3860\ \text{W/m}^2 \quad \triangleleft$$

(d) A transferência de energia para a placa no intervalo de 10 min pode ser obtida pelas Eqs. 16.108 e 16.110. Com

$$\frac{Q}{Q_o} = 1 - \frac{\text{sen}(\zeta)}{\zeta}\theta_o^* = 1 - \frac{\text{sen}(1{,}1347)}{1{,}1347} \times 0{,}615 = 0{,}509$$

e com a transferência máxima de energia possível

$$Q_o = \rho c V(T_i - T_\infty)$$

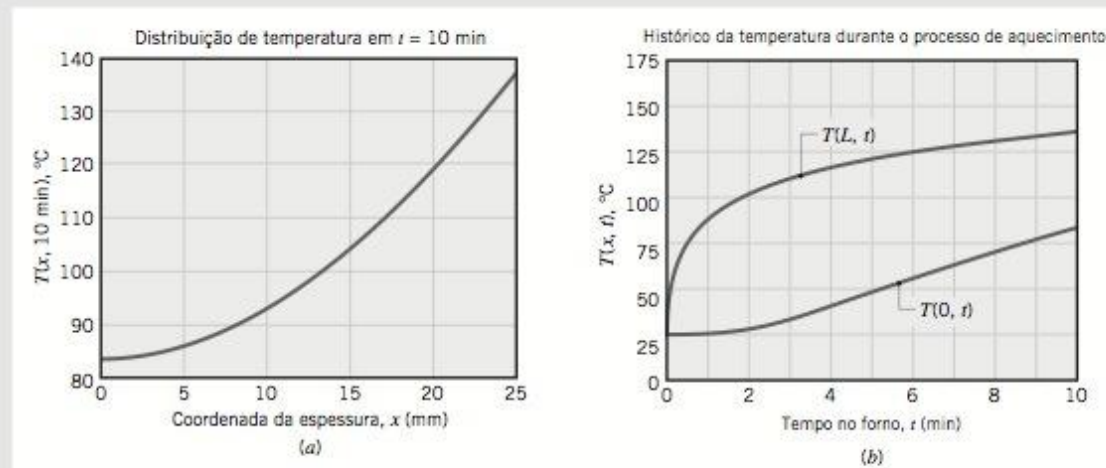
onde $V = AL$, a *energia por unidade de área de superfície* é

$$Q'' = 0{,}509 \times 2325\ \text{kg/m}^3 \times 800\ \text{J/kg}\cdot\text{K} \times 0{,}025\ \text{m}(25 - 175)°\text{C}$$

$$Q'' = -3{,}55 \times 10^6\ \text{J/m}^2 \quad \triangleleft$$

Comentários:

1. O sinal negativo associado a q''_L e Q'' implica que a direção da transferência de calor se dá do ar quente para a placa.

2. As distribuições de temperatura nos gráficos a seguir são para estas condições: **(a)** $T(x, 10\text{ min})$ em função da coordenada x e **(b)** $T(0, t)$ e $T(L, t)$ em função do tempo t.

3. Aplicando os gráficos de Heisler e Gröber, obtêm-se representações gráficas para aproximações com um termo.

16.5.3 Sistemas Radiais com Convecção (CD-ROM)

16.5.4 Sólido Semi-Infinito (CD-ROM)

16.6 Resumo do Capítulo e Guia de Estudo

A *transferência de calor* unidimensional *em regime permanente* ocorre em numerosas aplicações de engenharia. O método de análise utilizando circuitos térmicos é uma poderosa ferramenta para sistemas térmicos práticos. Você deve familiarizar-se com o uso de *circuitos térmicos* equivalentes e das expressões referentes a *resistências condutivas* que dizem respeito às geometrias usuais da parede plana, do cilindro oco e da esfera, assim como com as resistências térmicas de outros processos, incluindo *convecção na superfície, troca por radiação* entre a superfície e sua vizinhança, *resistência térmica de contato interfacial* e *fluxo térmico de aletas*. Utilizando esses elementos de resistência, você deve ser capaz de construir *circuitos térmicos* representativos de um sistema e de sua vizinhança, que poderão ser utilizados para calcular temperaturas e taxas de calor.

Você também deve familiarizar-se com a utilização da *equação do calor* e da *lei de Fourier* para obter as *distribuições de temperatura* e os correspondentes *fluxos térmicos*. Você deve reconhecer os efeitos que a *geração volumétrica de energia* tem sobre as distribuições de temperatura e sobre o fluxo térmico.

Ao deparar-se com uma aplicação de condução transiente, é importante calcular inicialmente o *número de Biot*, *Bi*, a medida da resistência térmica interna à condução em relação à resistência externa à convecção. Se $Bi < 0{,}1$, a distribuição de temperatura no objeto pode ser caracterizada por uma única temperatura e você pode utilizar o método da capacitância concentrada para obter o histórico da temperatura em função do tempo. Entretanto, se o número de Biot não atender a esse critério, os efeitos espaciais devem ser considerados. Os *resultados analíticos* do primeiro termo foram apresentados para os casos de *parede plana, cilindro infinito e esfera*. Soluções analíticas foram fornecidas para a distribuição de temperatura no *sólido semi-infinito*, inicialmente a uma temperatura uniforme, e submetido bruscamente a três tipos de condições de contorno.(CD-ROM)

A seguinte lista fornece um guia de estudo para este capítulo. Quando seu estudo do texto e dos exercícios no fim do capítulo tiverem sido completados, você deve ser capaz de

- Descrever o significado dos termos listados nas margens ao longo do capítulo e entender cada um dos conceitos relacionados. O subconjunto de termos-chave listado aqui na margem é particularmente importante.
- Explicar por que a *distribuição de temperatura* é linear na condução unidimensional em regime permanente em uma *parede plana* sem geração volumétrica de energia. Você deve ser capaz de explicar se o fluxo de calor é constante, independente da direção da coordenada em uma *parede plana*, em um *cilindro oco* e em uma *esfera oca*.
- Definir *resistência térmica* e identificar as resistências térmicas para esses processos e representá-los em um *circuito térmico* no casos de: condução em uma parede plana; convecção de uma superfície para um fluido; troca por radiação entre a superfície e sua vizinhança; contato interfacial entre superfícies. É apropriado incluir um sólido com *geração volumétrica de energia* em uma análise de circuito térmico?
- Escrever uma expressão para a diferença de temperatura em regime permanente entre uma superfície exposta e o fluido para o caso de uma parede plana de espessura L com geração volumétrica de energia $\dot{q}$ tendo uma superfície perfeitamente isolada termicamente e a outra exposta a um processo de convecção (T_∞, h). Você também deve ser capaz de determinar a diferença de temperatura no caso de ambas as superfícies serem expostas ao processo de convecção e de esboçar as distribuições de temperatura em ambos os casos.
- Esboçar as *distribuições de temperatura* em uma aleta reta ($T_b > T_\infty$) para dois casos: 100% de eficiência e baixa eficiência.
- Explicar a interpretação física do *número de Biot* e do *número de Fourier*.
- Listar os parâmetros adimensionais que são utilizados para representar a distribuição de temperatura na condução transiente unidimensional em uma parede plana, um cilindro longo ou uma esfera, com convecção na superfície.
- Esboçar a *distribuição de temperatura* (coordenadas $T - x$) em uma parede plana inicialmente a uma temperatura uniforme, que sofre uma súbita variação nas condições convectivas. Mostrar as distribuições para a condição inicial, a condição final e em dois instantes de tempo intermediários.

lei de Fourier
condutividade térmica
equação do calor
distribuição de temperatura
fluxo térmico, taxa de calor
resistências térmicas
circuitos térmicos
geração de energia
condução transiente
difusividade térmica
método da capacitância térmica concentrada
número de Biot
número de Fourier

PROBLEMAS

Observação: A menos de indicação em contrário no enunciado do problema, utilize na resolução valores das propriedades termofísicas fornecidas nas tabelas apropriadas do Apêndice TC.

LEI DE FOURIER E EQUAÇÃO DO CALOR

16.1 Considere condições de regime permanente para condução unidimensional em uma parede plana com uma condutividade térmica $k = 50$ W/m·K e uma espessura $L = 0{,}25$ m, sem geração de energia.

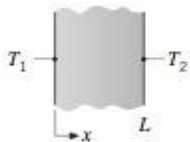



Figura P16.1

Determine o fluxo térmico e a grandeza desconhecida para cada caso e esboce a distribuição de temperatura, indicando a direção do fluxo térmico.

Caso	T_1(°C)	T_2(°C)	dT/dx(K/m)
1	50	−20	
2	−30	−10	
3	70		160
4		40	−80
5		30	200

16.2 (CD-ROM)

16.3 Um sistema unidimensional sem geração de energia tem uma espessura de 20 mm com superfícies mantidas às temperaturas de 275 e 325 K. Determine o fluxo térmico através do sistema se ele for construído **(a)** com alumínio puro, **(b)** aço carbono, **(c)** aço inoxidável AISI 316, **(d)** pirocerâmica, **(e)** teflon, e **(f)** concreto.

16.4 A distribuição de temperatura em regime permanente em uma parede unidimensional de condutividade térmica 50 W/m·K e espessura de 50 mm é dada experimentalmente por $T(°C) = a + bx^2$, onde $a = 200°C$, $b = -2000°C/m^2$ e x é dado em metros.

(a) Qual é a taxa de geração volumétrica de energia $\dot{q}$ na parede?

(b) Determine os fluxos térmicos nas duas faces da parede. De que forma esses fluxos se relacionam com a taxa de geração volumétrica de energia?

16.5 (CD-ROM)

16.6 Condução unidimensional em regime permanente com geração uniforme de energia ocorre em uma parede plana com espessura de 50 mm e condutividade térmica constante de 5 W/m·K (Fig. P16.6). Para essas condições, a distribuição de temperatura tem a forma $T(x) = a + bx + cx^2$. A superfície para $x = 0$ está a uma temperatura $T(0) \equiv T_0 = 120°C$ e troca calor por convecção com um fluido para o qual $T_\infty = 20°C$ e

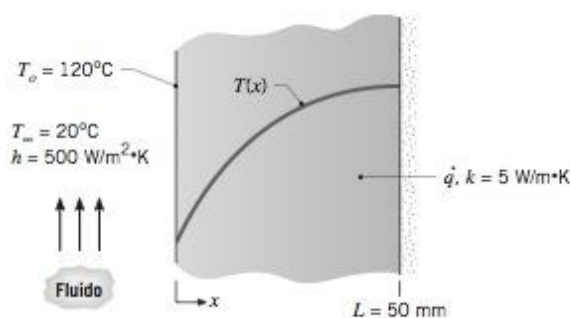



Figura P16.6

$h = 500$ W/m²·K. A superfície para $x = L$ é bem isolada termicamente.

(a) Aplicando um balanço global de energia na parede, calcule a taxa de geração, $\dot{q}$.

(b) Determine os coeficientes a, b e c aplicando as condições de contorno para a distribuição de temperatura prescrita. Utilize os resultados para calcular e representar graficamente a distribuição de temperatura.

PAREDE PLANA

16.7 Considere a parede plana da Fig. 16.4, que separa os fluidos quente e frio a temperaturas $T_{\infty,1}$, $T_{\infty,2}$, respectivamente. Utilizando os balanços de energia nas superfícies como condição de contorno em $x = 0$ e $x = L$ (ver Equação 16.9), obtenha a distribuição de temperatura no interior da parede e o fluxo térmico em função dos termos $T_{\infty,1}$, $T_{\infty,2}$, h_1, h_2, k e L.

16.8 Considere a parede composta do Exemplo 16.1 com uma espessura $L = 62{,}2$ mm. O coeficiente de convecção externo é aumentado para 35 W/m²·K, enquanto todas as outras condições permanecem as mesmas.

(a) Qual é a temperatura na superfície externa, $T_{s,o}$?

(b) Calcule as temperaturas nas interfaces entre os dois plásticos (A e B).

16.9 Considere o dispositivo de dissipação de calor do chip do Exemplo 16.2. Para uma potência de dissipação de calor de 10^4 W/m² a temperatura de operação do chip é $T_c = 75{,}3$°C. Calcule a potência de dissipação permitida para as mesmas condições de dissipação de calor quando a temperatura do chip for de 85°C.

16.10 As paredes de um refrigerador são normalmente construídas encaixando-se uma camada de isolante entre painéis metálicos. Considere uma parede construída com isolante de fibra de vidro com condutividade térmica $k_i = 0{,}046$ W/m·K e espessura $L_i = 50$ mm e com painéis de aço, de condutividade térmica $k_p = 60$ W/m·K e espessura $L_p = 3$ mm. Se a parede separa o ar refrigerado a $T_{\infty,i} = 4$°C do ar ambiente a $T_{\infty,0} = 25$°C, qual é a taxa de transferência de calor por unidade de área de superfície? Os coeficientes associados com a convecção natural nas superfícies interna e externa podem ser aproximados como $h_i = h_o = 5$ W/m²·K.

16.11 A parede de uma casa é composta de madeira, isolante de fibra de vibro e placa de gesso, conforme indicado na Fig. P16.11. Em um dia frio de inverno, os coeficientes de transferência de calor por convecção são $h_o = 60$ W/m²·K e $h_i = 30$ W/m²·K. A área total da superfície da parede é 350 m².

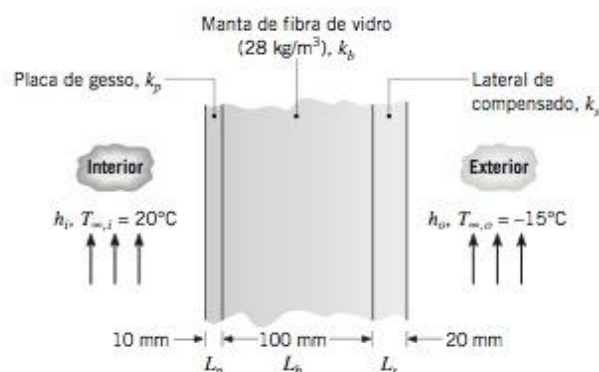



Figura P16.11

(a) Determine uma expressão simbólica para a resistência térmica total da parede, incluindo os efeitos das convecções interna e externa, nas condições prescritas.

(b) Determine a taxa total de calor através da parede.

(c) Determine o aumento percentual na taxa de calor no caso de o vento soprar violentamente, elevando h_0 para 300 W/m²·K.

(d) Qual é a resistência de controle que determina a taxa de calor através da parede?

16.12 (CD-ROM)

16.13 (CD-ROM)

16.14 A parede de um forno de secagem é construída encaixando-se um material isolante de condutividade térmica $k = 0{,}05$ W/m·K entre duas chapas metálicas. A temperatura do ar no forno é $T_{\infty,i} = 300$°C, e o coeficiente de convecção correspondente é $h_i = 30$ W/m²·K. A superfície interna da parede absorve um fluxo radiante $q''_{rad} = 100$ W/m² proveniente dos objetos quentes no interior do forno. A temperatura do ar ambiente encontra-se a $T_{\infty,0} = 25$°C, e o coeficiente global para a convecção e a radiação da superfície externa é $h_o = 10$ W/m²·K.

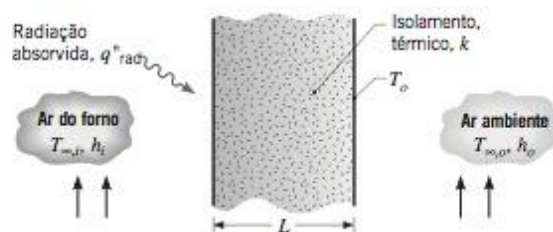



Figura P16.14

(a) Mostre o circuito térmico para a parede e assinale todas as temperaturas, as taxas de calor e as resistências térmicas.

(b) Qual é a espessura de isolamento L necessária para manter a temperatura da parede externa a uma temperatura *segura ao toque* de $T_o = 40$°C?

16.15 O vidro traseiro de um automóvel é desembaçado passando ar quente sobre sua superfície interna. Se o ar quente en-

contra-se a $T_{\infty,i} = 40°C$ e o coeficiente de convecção correspondente é $h_i = 30$ W/m²·K, quais são as temperaturas das superfícies interna e externa de um vidro traseiro de 4 mm de espessura, se a temperatura externa do ar ambiente é $T_{\infty,0} = -10°C$ e o coeficiente de convecção associado é $h_o = 65$ W/m²·K?

16.16 (CD-ROM)

16.17 Em um processo de fabricação, uma película transparente está sendo fixada sobre um substrato conforme é mostrado na Fig. P16.17. Para curar a fixação a uma temperatura T_o, uma fonte radiante é utilizada para fornecer um fluxo de calor q''_0 (W/m²), o qual é todo absorvido na superfície filme/substrato. A parte inferior do substrato é mantida a T_1 enquanto a superfície livre da película, com um coeficiente de transferência de calor por convecção h, é exposta ao ar a uma temperatura T_∞.

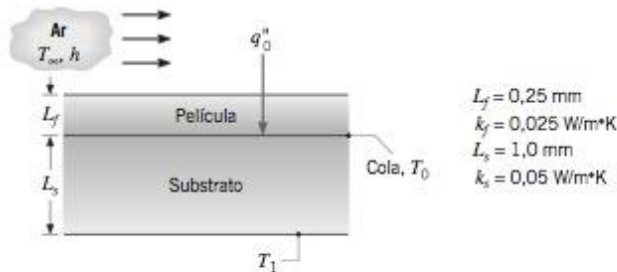



Figura P16.17

(a) Desenhe o circuito térmico que representa a transferência de calor em regime permanente. Certifique-se de que sejam assinalados *todos* os elementos, nós e taxas de transferência de calor. Deixe em forma simbólica.

(b) Considere as seguintes condições: $T_\infty = 20°C$, $h = 50$ W/m²·K e $T_1 = 30°C$. Calcule o fluxo de calor q''_0 necessário para manter a superfície filme/substrato em $T_o = 60°C$.

16.18 Considere uma parede plana composta que é constituída de dois materiais A e B de condutividades térmicas $k_A = 0,1$ W/m·k e $k_B = 0,04$ W/m·K e espessuras $L_A = 10$ mm e $L_B = 20$ mm. A resistência de contato na interface entre os dois materiais é 0,30 m²·K/W. O material A é adjacente a um fluido a 200°C para o qual $h = 10$ W/m²·K e o material B é adjacente a um fluido a 40°C para o qual $h = 20$ W/m²·K.

(a) Qual é a taxa de transferência de calor através de uma parede com 2 m de altura e 2,5 m de largura?

(b) Esboce a distribuição de temperatura.

16.19 Um chip de silício é encapsulado de tal modo que, sob condições de regime permanente, toda a potência por ele dissipada é transferida por convecção para uma corrente de fluido, na qual $h = 1000$ W/m²·K e $T_\infty = 25°C$. O chip está separado do fluido por um placa de alumínio que tem 2mm de espessura e a resistência de contato na interface chip/alumínio é $0,5 \times 10^{-4}$ m²·K/W.

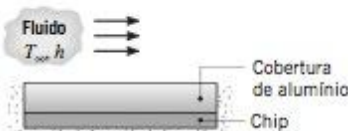



Figura P16.19

Se a área da superfície do chip é de 100 mm² e a sua temperatura máxima permissível é de 85°C, qual é a potência máxima que pode ser dissipada pelo chip?

16.20 Aproximadamente 10^6 componentes elétricos discretos podem ser colocados em um único circuito integrado (chip), com uma dissipação térmica da potência elétrica da ordem de até 30.000 W/m². O chip, que é muito fino, tem sua superfície externa exposta a um líquido dielétrico, com $h_o = 1000$ W/m²·K e $T_{\infty,o} = 20°C$ e sua superfície interna é fixada a uma placa de circuito impresso (veja Fig. P16.20). A resistência térmica de contato entre o chip e a placa é 10^{-4} m²·K/W e a espessura da placa e a condutividade térmica são, respectivamente, $L_b = 5$ mm e $k_b = 1$ W/m·K. A outra superfície da placa está exposta ao ar ambiente para o qual $h_i = 40$ W/m²·K e $T_{\infty,i} = 20°C$.

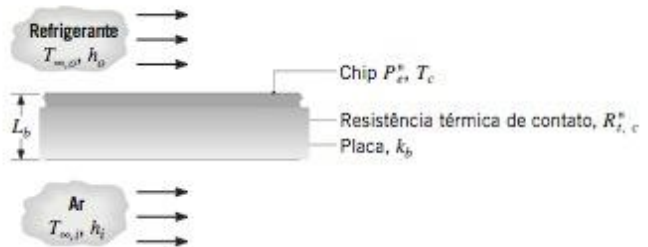



Figura P16.20

(a) Esboce o circuito térmico equivalente correspondente às condições de regime permanente. Identifique, de forma apropriadas, as resistências, temperaturas e fluxos térmicos.

(b) Em condições de regime permanente para as quais a potência de dissipação térmica do chip é $P''_e = 30.000$ W/m², qual é a temperatura do chip?

16.21 (CD-ROM)

PAREDE CILÍNDRICA

16.22 Uma tubulação de vapor de 120 mm de diâmetro externo é isolada termicamente com uma camada de silicato de cálcio ($k = 0,089$ W/m·K) de 20 mm de espessura. A temperatura da superfície do tubo é 800 K, e as temperaturas do ar ambiente e da vizinhança encontram-se a 300 K. Os coeficientes de convecção e de radiação para a superfície externa do isolante são estimados em 5.5 e 10 W/m²·K, respectivamente. Determine a perda de calor por unidade de comprimento da tubulação (W/m) e a temperatura da superfície externa do isolamento térmico.

16.23 Um tubo de aço inoxidável ($k = 14$ W/m·K), utilizado para transportar um produto farmacêutico resfriado, possui um diâmetro interno de 36 mm e uma espessura de parede de 2 mm. O produto farmacêutico e o ar ambiente estão a temperaturas 6°C e 23°C, respectivamente, enquanto os coeficientes correspondentes de convecção interna e externa são 400 e 6 W/m²·K, respectivamente.

(a) Qual é a taxa de transferência de calor por unidade de comprimento de tubo?

(b) Qual é a taxa de transferência de calor por unidade de comprimento se uma camada de 10 mm de espessura de isolante de silicato de cálcio (k_{ins} = 0,050 W/m·K) for aplicada na superfície externa do tubo?

16.24 Um aquecedor elétrico delgado é enrolado na superfície externa de uma tubulação cilíndrica longa cuja superfície interna é mantida a uma temperatura de 5°C. A parede da tubulação possui raios interno e externo de 25 mm e 75 mm, respectivamente, e uma condutividade térmica de 10 W/m·K. A resistência térmica de contato entre o aquecedor e a superfície externa da tubulação (por unidade de comprimento) é $R'_{t,c}$ = 0,01 m·K/W. A superfície externa do aquecedor é exposta a um fluido com $T_\infty = -10$°C e um coeficiente de convecção h = 100 W/m^2·K. Determine a potência do aquecedor por unidade de comprimento da tubulação, necessária para manter o aquecedor a T_o = 25°C.

16.25 (CD-ROM)

16.26 (CD-ROM)

Parede Esférica

16.27 Considere o tanque de armazenamento de nitrogênio líquido do Exemplo 16.3. Foi dito ao projetista do tanque para reduzir a taxa diária de evaporação de 7 para 4 litros/dia. Qual é a espessura necessária do isolamento térmico com pó de sílica?

16.28 A parede de um tanque esférico de 1 m de diâmetro contém uma reação química exotérmica e encontra-se a 200°C quando a temperatura do ar ambiente é 25°C. Qual é a espessura de espuma de uretano necessária para reduzir a temperatura exterior para 40°C, admitindo que o coeficiente de convecção é 20 W/m^2·K para as duas situações? Qual é o percentual de redução na taxa de calor obtida com o uso do isolamento térmico?

16.29 Uma sonda criocirúrgica esférica pode ser introduzida em tecidos doentes com o propósito de congelar e dessa maneira destruí-los. Considere uma sonda com 3 mm de diâmetro cuja superfície é mantida a −30°C ao ser inserida em um tecido que se encontra a 37°C. Ocorre a formação de uma camada esférica de tecido congelado ao redor da sonda, com uma temperatura de 0°C na fronteira (interface) entre os tecidos congelado e normal. Se a condutividade térmica do tecido congelado é de aproximadamente 1,5 W/m·K e a transferência de calor na fronteira entre as fases pode ser caracterizada por um coeficiente efetivo de transferência de calor por convecção de 50 W/m^2·K, qual é a espessura da camada de tecido congelado?

16.30 (CD-ROM)

16.31 (CD-ROM)

Condução com Geração de Energia: Parede Plana

16.32 Considere a parede composta do Exemplo 16.4. Calcule a temperatura T_0 da superfície isolada se a taxa de geração de energia for duplicada ($\dot{q} = 3{,}0 \times 10^6$ W/m^3), mantendo inalteradas as demais condições. Esboce a distribuição de temperatura para este caso e para aquele representado no Exemplo 16.4. Identifique as diferenças principais entre as distribuições nos dois casos.

16.33 Considere a parede composta do Exemplo 16.4. A análise foi efetuada admitindo resistência de contato insignificante entre os materiais A e B. Calcule a temperatura T_0 da superfície isolada se a resistência térmica de contato for $R''_{t,c} = 10^{-4}$ m^2·K/W, enquanto as demais condições permanecem as mesmas. Esboce as distribuições de temperatura para este caso e para aquele representado no Exemplo 16.4. Identifique as principais semelhanças e diferenças entre as distribuições nos dois casos.

16.34 Uma parede plana com espessura de 0,1 m e condutividade térmica 25 W/m^2·K, com uma geração volumétrica de energia uniforme de 0,3 MW/m^3, é isolada termicamente em um lado, enquanto o outro lado é exposto a um fluido a 92°C. O coeficiente de transmissão de calor por convecção entre a parede e o fluido é 500 W/m^2·K. Determine a temperatura máxima na parede.

16.35 Barramentos condutores usados em uma subestação de distribuição de uma central geradora de energia elétrica possuem uma seção transversal retangular com altura H = 600 mm e com largura W = 200 mm. A condutividade térmica do material do barramento é k = 165 W/m·K e a resistência elétrica por unidade de comprimento é R'_e = 1,044 μΩ/m. O coeficiente de transmissão de calor por convecção entre a barra e o ar ambiente a 30°C é 19 W/m^2.

(a) Admitindo a temperatura do barramento T uniforme, calcule a temperatura em regime permanente quando uma corrente de 60.000 A circular através da barra.

(b) Admitindo que o barramento possa ser aproximado por uma parede plana unidimensional de espessura $2L = W$ com geração uniforme de energia, estime a diferença de temperatura entre o plano médio e a superfície do barramento de distribuição. A hipótese de temperatura uniforme admitida no item (a) é razoável? Comente a validade da hipótese de parede plana para a estimativa da diferença de temperatura.

16.36 A passagem de uma corrente elétrica I (A) através de uma barra de distribuição retangular de cobre de seção transversal (6 mm × 150 mm) provoca uma geração de energia a uma taxa $\dot{q} = aI^2$ onde a = 0,015 W/m^3. Se a barra encontra-se no ar ambiente com h = 5 W/m^2·K e a sua temperatura máxima não pode exceder 30°C acima da temperatura do ar, qual é a capacidade de corrente admissível para a barra de distribuição?

16.37 A distribuição de temperatura em regime permanente em uma parede composta de três materiais distintos, cada um deles com condutividade térmica própria, é mostrada a seguir.

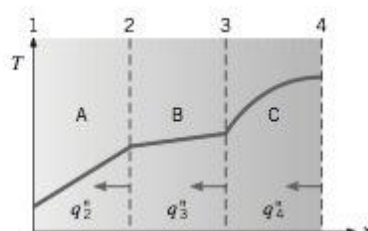



Figura P16.37

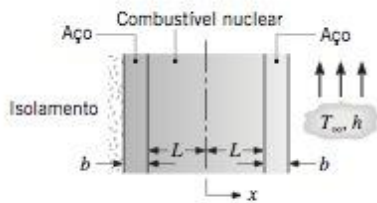



Figura P16.38

(a) Comente as magnitudes relativas de q_2'' e q_3'' e q_3'' e de q_4''.

(b) Comente as magnitudes relativas de k_A e k_B e de k_B e k_C.

(c) Esboce o fluxo térmico em função de x.

16.38 Um elemento combustível nuclear com espessura $2L$ é coberto com um revestimento de aço de espessura b. O calor gerado no interior do combustível nuclear, a uma taxa $\dot{q}$, é removido por um fluido na temperatura T_∞, adjacente a uma das superfícies, e o coeficiente de convecção nesta superfície é h. A outra superfície encontra-se bem isolada termicamente. O combustível e o aço possuem condutividades térmicas k_f e k_s, respectivamente.

(a) Esboce a distribuição de temperatura $T(x)$ para todo o sistema e descreva as características principais da distribuição.

(b) Para $k_f = 60$ W/m·K, $L = 15$ mm, $b = 3$ mm, $k_s = 15$ W/m·K, $h = 10.000$ W/m²·K e $T_\infty = 200°C$, quais são a maior e a menor temperaturas no elemento combustível se a energia é gerada uniformemente a uma taxa volumétrica de $\dot{q} = 2 \times 10^7$ W/m³? Quais são as posições correspondentes?

(c) Se o isolamento for removido e as condições equivalentes de convecção forem mantidas em cada superfície, qual é a forma correspondente da distribuição de temperatura no elemento combustível? Para as condições do item (a), quais são a maior e a menor temperatura no combustível? Quais são as posições correspondentes?

16.39 (CD-ROM)

CONDUÇÃO COM GERAÇÃO DE ENERGIA: SISTEMAS RADIAIS (CD-ROM)

16.40 (CD-ROM)

16.41 (CD-ROM)

16.42 (CD-ROM)

16.43 (CD-ROM)

16.44 (CD-ROM)

SUPERFÍCIES ESTENDIDAS E ALETAS

16.45 Um longo bastão circular de alumínio tem uma de suas extremidades fixada em uma parede quente e transfere calor por convecção para um fluido frio.

(a) Se o diâmetro do bastão for triplicado, de quanto a taxa de remoção de calor será modificada?

(b) Se um bastão de cobre de mesmo diâmetro for utilizado no lugar do bastão de alumínio, de quanto a taxa de remoção de calor será modificada?

16.46 Um bastão longo atravessa uma abertura na parede de um forno que contém ar a uma temperatura de 400°C e é pressionado firmemente contra a superfície de um lingote (Fig. P16.46). Termopares fixados no bastão e distantes 25 e 120 mm do lingote registram temperaturas de 325 e 375°C, respectivamente. Qual é a temperatura do lingote?

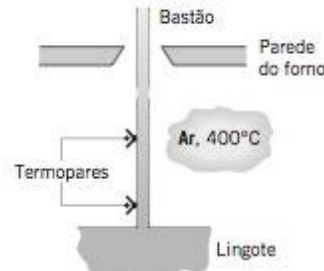



Figura P16.46

16.47 Considere dois bastões delgados e longos de mesmo diâmetro, porém feitos de materiais diferentes. Uma extremidade de cada bastão está fixada a uma superfície (base) mantida a 100°C. As superfícies dos bastões são expostas ao ar ambiente a 20°C. Passando um termopar ao longo do comprimento de cada bastão observa-se que as temperaturas dos bastões foram iguais nas posições $x_A = 0,15$ m e $x_B = 0,075$ m, onde x é medido a partir da base. Se a condutividade térmica do bastão A é $k_A = 70$ W/m·K, determine o valor de k_B para o bastão B.

16.48 O quanto as condições da extremidade afetam o desempenho térmico de uma aleta depende da geometria da aleta e da condutividade térmica, bem como do coeficiente de transferência de calor por convecção. Considere uma aleta retangular de liga de alumínio ($k = 180$ W/m·K) de comprimento $L = 10$ mm, espessura $t = 1$ mm e largura $w \gg t$. A temperatura da base da aleta é $T_b = 100°C$ e a aleta é exposta a um fluido com temperatura de $T_\infty = 25°C$. Admitindo um coeficiente uniforme de transferência de calor por convecção $h = 100$ W/m²·K sobre toda a superfície da aleta, determine a taxa de transferência de calor da aleta por unidade de largura q_f', a eficiência η_f, a efetividade ε_f, a resistência térmica por unidade de largura $R_{t,f}'$ e a temperatura da extremidade $T(L)$ para os casos B e D da Tabela 16.4. Compare seus resultados com aqueles baseados em uma aproximação de *aleta infinita*.

16.49 Uma aleta de seção transversal retangular fabricada em liga de alumínio ($k = 185$ W/m·K) tem uma espessura na base de $t = 3$ mm e um comprimento $L = 15$ mm. Sua temperatura da base é $T_b = 100°C$ e ela é exposta a um fluido para o qual $T_\infty = 20°C$ e $h = 50$ W/m²·K.

(a) Para as condições anteriores e uma aleta de largura unitária, calcule a taxa de transferência de calor da aleta, a eficiência e a efetividade.

(b) Compare os resultados anteriores com aqueles de uma aleta fabricada em cobre puro ($k = 400$ W/m·K).

16.50 (CD-ROM)

16.51 Lâminas de turbina montadas sobre um disco rotativo em um motor por turbina a gás estão expostas a uma corrente de gás que se encontra a $T_\infty = 1200°C$ e que mantém um coeficiente de transferência de calor por convecção $h = 250$ W/m²·K sobre a lâmina.

As lâminas, fabricadas em Inconel ($k \approx 20$ W/m·K), possuem um comprimento $L = 50$ mm. O perfil da lâmina tem uma

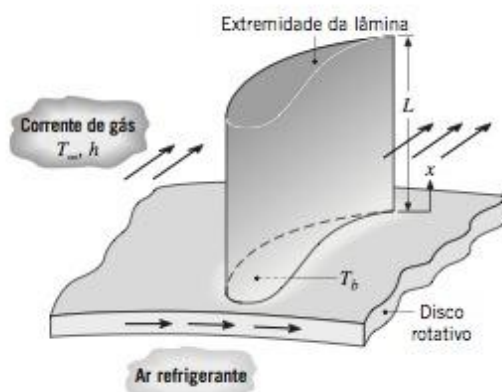



Figura P16.51

área da seção reta uniforme $A_c = 6 \times 10^{-4}$ m² e um perímetro $P = 110$ mm. Um esquema proposto para o resfriamento da lâmina, que envolve circulação de ar através do disco de suporte, é capaz de manter a base de cada lâmina a uma temperatura de $T_b = 300°C$.

(a) Se a temperatura máxima permitida para a lâmina é de 1050°C e a extremidade da lâmina pode ser considerada adiabática, informar se o esquema de resfriamento proposto é satisfatório.

(b) Para o esquema de resfriamento proposto, qual é a taxa de transferência de calor entre cada lâmina e o ar refrigerante?

16.52 Aletas piniformes são amplamente utilizadas em sistemas eletrônicos para promover resfriamento bem como dar sustentação aos componentes (Fig. P16.52). Considere a aleta piniforme com diâmetro uniforme D, comprimento L e condutividade térmica k conectando dois dispositivos idênticos de comprimento L_g e área superficial A_g. Os componentes são caracterizados por uma geração volumétrica uniforme de energia $\dot{q}$ e uma condutividade térmica k_g. Admita que as superfícies expostas dos componentes encontram-se a uma temperatura uniforme correspondente à da base da aleta piniforme, T_b, e que a transferência de calor por convecção ocorra das superfícies expostas para um fluido adjacente. As superfícies laterais e traseiras dos componentes são perfeitamente isoladas. Deduza uma expressão para a temperatura da base T_b em função dos parâmetros dos componentes (k_g, $\dot{q}$, L_g, A_g), dos parâmetros de convecção (T_∞, h) e dos parâmetros da aleta (k, D, L).

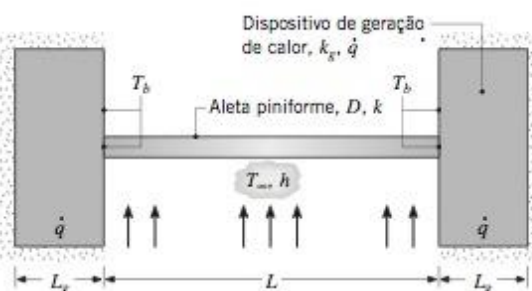



Figura P16.52

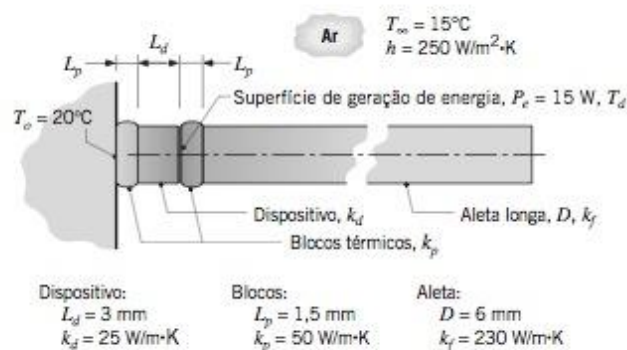



Figura P16.53

16.53 Um dispositivo eletrônico muito fino em forma de disco com espessura L_d, diâmetro D e condutividade térmica k_d dissipa potência elétrica a uma taxa P_e em regime permanente. O dispositivo é fixado a uma base resfriada a T_o utilizando um bloco térmico de espessura L_p e condutividade térmica k_p. Uma aleta longa de diâmetro D e condutividade térmica k_f é fixada à superfície de geração de energia do dispositivo utilizando um bloco térmico idêntico. A aleta é resfriada por uma corrente de ar, a qual se encontra a uma temperatura T_∞ e fornece um coeficiente de transferência de calor por convecção h.

(a) Construa um circuito térmico do sistema.

(b) Deduza uma expressão para a temperatura T_d da superfície geradora de energia do dispositivo em função das resistências térmicas do circuito, T_o e T_∞. Represente as resistências térmicas em função de parâmetros apropriados.

(c) Calcule T_d para as condições indicadas.

16.54 (CD-ROM)

16.55 Considere a camisa aletada de alumínio do Exemplo 16.7. Desejamos explorar quais medidas podem ser tomadas para elevar a taxa de transferência de calor, enquanto a temperatura da base se mantém a 80°C.

(a) Uma opção é aumentar a velocidade do ar escoando sobre as superfícies aletadas a fim de elevar o coeficiente de transferência de calor por convecção. Utilize o modelo desenvolvido no exemplo para determinar a elevação na taxa de calor *dobrando* o coeficiente de transferência de calor por convecção ($h = 50$ W/m²·K) enquanto se mantêm inalteradas todas as demais condições.

(b) Que outros parâmetros você consideraria para a mudança a fim de melhorar o desempenho do sistema?

16.56 Determine o aumento percentual na transferência de calor associado com a fixação de aletas retangulares em liga de alumínio ($k = 180$ W/m·K) a uma parede plana. As aletas possuem 50 mm de comprimento, 0,5 mm de espessura e estão igualmente espaçadas a uma distância de 4 mm (250 aletas/m). O coeficiente de transferência de calor por convecção associado com a parede sem aleta é 40 W/m²·K e com as superfícies da aleta é 30 W/m²·K.

16.57 (CD-ROM)

16.58 (CD-ROM)

16.59 (CD-ROM)

MÉTODO DA CAPACITÂNCIA CONCENTRADA

16.60 Esferas de aço com 12 mm de diâmetro são recozidas através de um aquecimento a 1150 K e então resfriadas lentamente até 400 K em um ar ambiente para o qual $T_\infty = 325$ K e $h = 20$ W/m²·K. Supondo as propriedades do aço como $k = 40$ W/m·K, $\rho = 7800$ kg/m³ e $c = 600$ J/kg·K, estime o tempo necessário para o processo de resfriamento.

16.61 O coeficiente de transferência de calor para ar escoando sobre uma esfera deve ser determinado observando o histórico da temperatura em função do tempo de uma esfera fabricada em cobre puro. A esfera, que tem 12,7 mm de diâmetro, encontra-se a 66°C antes de ser inserida em uma corrente de ar com uma temperatura de 27°C. Após a esfera ter sido inserida na corrente de ar por 69 s, o termopar na superfície externa indica 55°C. Admita, e então justifique, que a esfera se comporte como um objeto espacialmente isotérmico e calcule o coeficiente de transmissão de calor.

16.62 (CD-ROM)

16.63 Eixos de aço carbono (AISI 1010) de 0,1 m de diâmetro são tratados a quente em um forno a gás cujos gases estão a 1200 K e fornece um coeficiente de transferência de calor por convecção de 100 W/m²·K. Se os eixos entram no forno a 300 K, quanto tempo devem permanecer no forno até que suas linhas de centro atinjam uma temperatura de 800 K?

16.64 Uma unidade de armazenamento de energia térmica é formada por um grande canal retangular, que tem as suas superfícies externas isoladas termicamente e que apresenta no seu interior camadas do material de armazenamento separadas por canais de escoamento (Fig. P16.64). As camadas de material de armazenamento são compostas por uma chapa de alumínio com espessura de $W = 0{,}05$ m e se encontram a uma temperatura inicial de 25°C. Considere condições nas quais a unidade de armazenamento é carregada pela passagem de um gás quente através dos canais de escoamento, com a temperatura do gás e o coeficiente de transferência de calor por convecção constantes ao longo dos canais e equivalentes a $T_\infty = 600$°C e $h = 100$ W/m²·K. Quanto tempo será necessário para atingir 75% da capacidade máxima de armazenamento de energia? Qual é a temperatura do alumínio nesse instante?

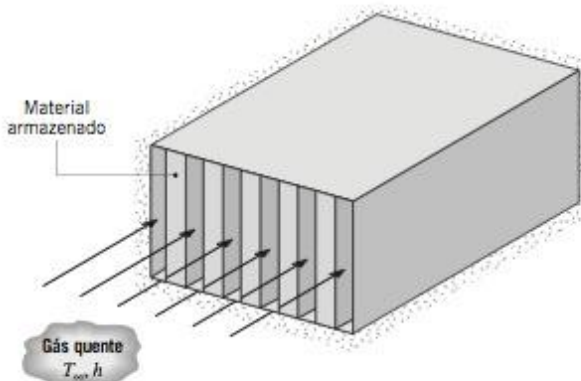



Figura P16.64

16.65 (CD-ROM)

16.66 Uma mola de lâmina de dimensões 32 mm × 10 mm × 1,1 m é borrifada com uma fina película de revestimento anticorrosivo. Este revestimento é tratado termicamente suspendendo verticalmente a mola na direção do seu comprimento e passando-a com uma esteira transportadora através de um forno mantido a uma temperatura do ar de 175°C. Um revestimento satisfatório deve ser obtido nas molas, inicialmente a 25°C, com um tempo de permanência no forno de 35 min. O fornecedor de revestimento especificou que o revestimento deve ser tratado, por 10 min, a uma temperatura acima de 140°C. Quanto tempo uma mola de dimensões 76 mm × 35 mm × 1,6 m deve permanecer no forno a fim de obter o tratamento térmico apropriado? Admita que as molas estão sujeitas aos mesmos coeficientes de transferência de calor por convecção. As propriedades termofísicas do material da mola são $\rho = 8131$ kg/m³, $c = 473$ J/kg·K e $k = 42$ W/m·K.

16.67 A parede plana de uma fornalha é fabricada em aço carbono ($k = 60$ W/m·K, $\rho = 7850$ kg/m³, $c = 430$ J/kg·K) e espessura $L = 10$ mm. Para protegê-la dos efeitos corrosivos dos gases de combustão, sua superfície interna é revestida com uma fina película cerâmica, que, por unidade de área de superfície, possui uma resistência térmica de $R''_{t,f} = 0{,}01$ m²·K/W. A superfície oposta encontra-se termicamente isolada da vizinhança.

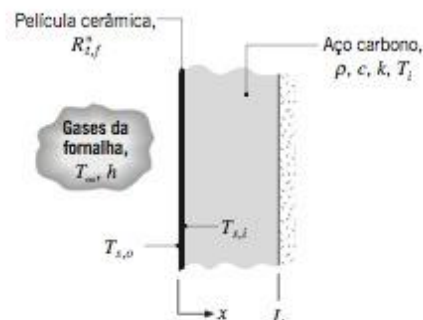



Figura P16.67

Na partida da fornalha, a parede está inicialmente a uma temperatura de $T_i = 300$ K, e os gases de combustão, a $T_\infty = 1300$, K, entram na fornalha, mantendo com a película cerâmica um coeficiente de transmissão de calor por convecção $h = 25$ W/m²·K. *Sugestão:* Na Eq. 16.85, que descreve a temperatura em função do tempo, substitua o coeficiente de transmissão de calor por convecção por um coeficiente global $U(1/R_t)$ representando as resistências externas devidas às resistências térmicas da convecção e da condução na película.

(a) Admitindo que a película possui capacitância térmica que pode ser desconsiderada, quanto tempo levará para que a superfície interna do aço atinja a temperatura $T_{s,i} = 1200$ K?

(b) Qual é a temperatura $T_{s,o}$ da superfície exposta da película cerâmica nesse instante?

16.68 Uma ferramenta utilizada para a fabricação de dispositivos semicondutores tem a forma de um *mandril* (um espesso disco metálico cilíndrico) sobre o qual uma pastilha muito fina de silício ($\rho = 2700$ kg/m³, $c = 875$ J/kg·K, $k = 177$ W/m·K) é posicionada pelo braço de um robô industrial (Fig. P16.68). Uma vez em posição, o mandril é energizado por um campo

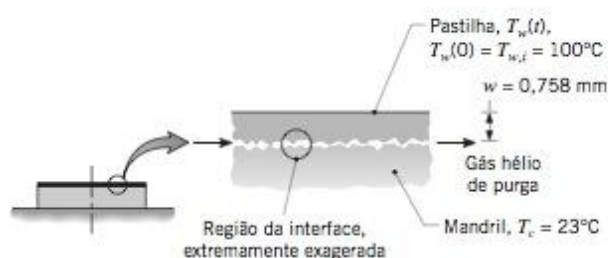



Figura P16.68

elétrico que cria uma força eletrostática responsável por manter a pastilha firmemente presa no mandril. Para assegurar uma resistência térmica de contato entre o mandril e a pastilha capaz de ser reproduzida a cada novo ciclo de operação, introduz-se hélio pressurizado no centro do mandril fazendo com que o hélio escoe lentamente na direção radial através das rugosidades da região de interface. Um experimento foi realizado sob condições nas quais a pastilha de silício, inicialmente a uma temperatura uniforme $T_{w,i} = 100°C$, é colocada repentinamente no mandril, que se encontra a uma temperatura uniforme e constante $T_c = 23°C$. Com a pastilha em posição, a força eletrostática e o escoamento do gás hélio são aplicados. Após 15 s a temperatura da pastilha deverá ser 33°C. Qual é a resistência térmica de contato $R''_{t,c}$ ($m^2 \cdot K/W$) entre a pastilha e o mandril? O valor de $R''_{t,c}$ irá aumentar, diminuir ou permanecer o mesmo, se ao invés de hélio for utilizado ar como gás de purga?

16.69 Um dispositivo eletrônico, como, por exemplo, um transistor de potência montado sobre um *dissipador de calor* aletado, pode ser modelado como um objeto espacialmente isotérmico com geração de energia $\dot{E}_g$ e uma resistência externa à convecção R_t. Considere como tal um sistema de massa m, calor específico c e área da superfície A_s, que está inicialmente em equilíbrio com o ambiente a T_∞. Subitamente o componente eletrônico é energizado de modo que uma geração constante de energia $\dot{E}_g$ (W) ocorre.

(a) Utilizando a análise da Seção 16.5.1 e iniciando com um sistema definido apropriado, mostre que o balanço global de energia para o sistema tem a forma

$$-hA_s(T - T_\infty) + \dot{E}_g = mc\frac{dT}{dt}$$

(b) Após ser energizado o dispositivo terminará por atingir ($t \to \infty$) uma temperatura uniforme em regime permanente $T(\infty)$. Utilizando o balanço de energia anterior para a *condição de regime permanente*, mostre que

$$\dot{E}_g = hA_s(T(\infty) - T_\infty)$$

(c) Utilizando o balanço de energia do item (a) e a expressão para $\dot{E}_g$ do item (b), mostre que a resposta de temperatura transiente do dispositivo é

$$\frac{\theta}{\theta_i} = \exp\left(-\frac{t}{R_t C_t}\right)$$

onde $\theta \equiv T - T(\infty)$ e $T(\infty)$ é a temperatura de regime permanente correspondente a $t \to \infty$; $\theta_i \equiv T_i - T(\infty)$; T_i é a temperatura inicial do dispositivo; R_t é a resistência térmica $1/hA_s$; e C_t é a capacitância térmica mc.

16.70 Um dispositivo eletrônico, que dissipa 60 W, é montado sobre um *dissipador de calor* de alumínio (c = 875 J/kg·K) com uma massa de 0,31 kg e atinge, em regime permanente, uma temperatura de 100°C em ar ambiente a 20°C. Se o dispositivo está inicialmente a 20°C, que temperatura irá atingir após 5 min de a potência ser acionada? *Sugestão:* Veja Problema 16.69 para a resposta de temperatura desse sistema com geração de energia e resistência externa convectiva.

16.71 (CD-ROM)

16.72 (CD-ROM)

CONDUÇÃO UNIDIMENSIONAL: PAREDE PLANA

16.73 Considere a placa de polímero do Exemplo 16.10 sendo subitamente submetida ao ar quente de um forno. Em que instante de tempo a temperatura da superfície da placa, $T(L,t)$, irá atingir 125°C? Qual é a temperatura no plano médio da placa, $T(0,t)$, decorrido esse tempo?

16.74 Recozimento é um processo no qual o aço é reaquecido e então resfriado para torná-lo menos quebradiço. Considere o reaquecimento de uma chapa de aço de 100 mm de espessura (ρ = 7830 kg/m³, c = 550 J/kg·K, k = 48 W/m·K), que está inicialmente a uma temperatura uniforme T_i = 200°C e deve ser aquecida até uma temperatura mínima de 550°C. O aquecimento é efetuado em uma fornalha a gás, onde os produtos de combustão a T_∞ = 800°C mantêm um coeficiente de transferência de calor por convecção h = 250 W/m²·K nas duas superfícies da chapa. Por quanto tempo a placa deverá ser deixada na fornalha?

16.75 (CD-ROM)

16.76 Uma técnica para eliminação de contaminação bioquímica de correspondências está sendo avaliada no centro de processamento do serviço postal. Ela utiliza uma fonte de feixe de elétrons que serve para alterar quimicamente os agentes, mas que possui um efeito adverso de aquecer substancialmente a correspondência. Após a exposição a uma fonte *de feixe de elétrons* por um período de tempo determinado, testes indicam que a correspondência no interior de um contêiner de processamento (150 mm × 300 mm × 600 mm) atinge uma temperatura de 50°C. As propriedades termofísicas efetivas do envelope da correspondência no contêiner são k = 0,15 W/m·K e $\rho c = 2{,}0 \times 10^6$ J/m³. Estime o tempo necessário para que os conteúdos do contêiner atinjam uma temperatura segura ao toque de 43°C quando o contêiner for submetido ao resfriamento por convecção com o ar ambiente a 25°C e um coeficiente de transmissão de calor por convecção de 25 W/m²·K. *Sugestão:* Modele o contêiner como uma parede plana de espessura $2L$ = 150 mm; essa condição representa a limitação da aproximação unidimensional para o contêiner.

16.77 Em relação à ferramenta de processamento do semicondutor do Problema 16.68, é desejável em algum ponto do ci-

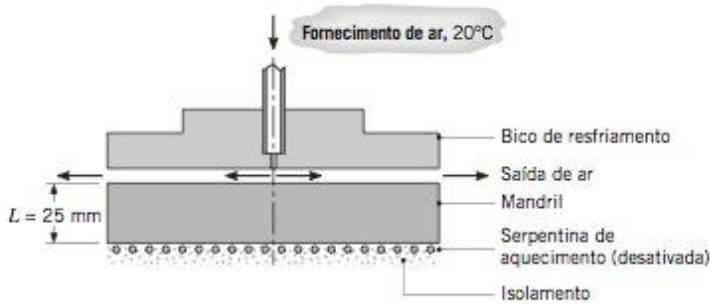



Figura P16.77

clo de fabricação resfriar o mandril, que é feito em liga de alumínio 2024. No esquema de resfriamento proposto, o ar passa a 15°C entre o bico de suprimento de ar e a superfície do mandril, conforme mostrado na Fig. P16.77. Se o mandril estiver inicialmente a uma temperatura uniforme de 100°C, calcule o tempo necessário para que a sua superfície inferior atinja 25°C, admitindo um coeficiente de transferência de calor por convecção uniforme de 50 W/m^2·K na interface do bico com o mandril.

16.78 (CD-ROM)

16.79 Uma camada de gelo de 5 mm de espessura é formada sobre o pára-brisa de um carro quando estacionado durante uma noite fria na qual a temperatura ambiente é de −20°C. Após a partida, utilizando um novo sistema de descongelamento, a superfície interior é subitamente exposta a uma corrente de ar a 30°C. Admitindo que o gelo se comporte como uma camada de isolante na superfície exterior, que coeficiente de transmissão de calor por convecção interno permitiria que a superfície exterior atingisse 0°C em 60 s? As propriedades termofísicas do pára-brisa são ρ = 2200 kg/m^3, c = 830 J/kg·K, k = 1,2 W/m·K.

16.80 (CD-ROM)

16.81 (CD-ROM)

Condução Transiente: Sistemas Radiais (CD-ROM)

16.82 (CD-ROM)

16.83 (CD-ROM)

16.84 (CD-ROM)

16.85 (CD-ROM)

16.86 (CD-ROM)

16.87 (CD-ROM)

Condução Transiente: Sólido Semi-infinito (CD-ROM)

16.88 (CD-ROM)

16.89 (CD-ROM)

16.90 (CD-ROM)

16.91 (CD-ROM)

16.92 (CD-ROM)

16.93 (CD-ROM)

Transferência de Calor por Convecção

Introdução…

Até agora focalizamos nossa atenção na transferência de calor por condução e consideramos a convecção apenas como uma possível condição de contorno para os problemas de condução. Na Seção 15.2, utilizamos o termo *convecção* para descrever a transferência de calor entre uma superfície e um fluido adjacente quando estão a diferentes temperaturas. Embora o movimento molecular (condução) contribua para esse tipo de transferência, a contribuição dominante é geralmente dada pela movimentação global das partículas do fluido. Aprendemos também que o conhecimento do coeficiente de transferência de calor por convecção é necessário para utilizarmos a lei de Newton do resfriamento na determinação do fluxo térmico convectivo. Além da dependência das *propriedades do fluido*, o coeficiente de transferência de calor por convecção depende da *geometria da superfície* e das *condições de escoamento*. A multiplicidade das variáveis independentes resulta do fato de que a transferência de calor por convecção é determinada pelas camadas limites que se desenvolvem na superfície. A determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção pelo tratamento desses efeitos é vista como o *problema de convecção*.

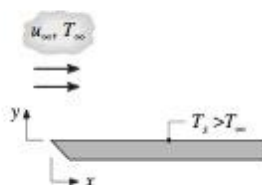
objetivos do capítulo

Nosso ***primeiro objetivo*** neste capítulo é desenvolver o conhecimento do *fenômeno da camada limite* e as características que controlam o coeficiente de transferência de calor por convecção. Nosso ***segundo objetivo*** é aprender como *estimar os coeficientes de convecção* para realizarmos as análises dos sistemas térmicos sujeitos a diferentes tipos de escoamento e situações de transferência de calor.

Começaremos tratando do *problema da convecção*. Iremos fundamentar seu conhecimento sobre os conceitos da camada limite hidrodinâmica (velocidade) do Cap. 14 e introduziremos a *camada limite* térmica, região do fluido próxima à superfície na qual ocorre troca de energia, e discutiremos sua influência no coeficiente de convecção. O capítulo é dividido então em três partes, cada uma envolvendo formas para estimar o coeficiente de convecção. Na primeira parte, consideraremos a *convecção forçada* e introduziremos métodos para a estimativa dos coeficientes de convecção associados aos *escoamentos externos* e *internos*. Na segunda parte, consideraremos a *convecção livre* e apresentaremos métodos para a estimativa dos coeficientes de convecção para as geometrias comuns. A terceira parte conclui o capítulo com uma discussão de *trocadores de calor*, uma aplicação extremamente importante dos sistemas térmicos, envolvendo transferência de calor por convecção entre dois fluidos separados por uma superfície sólida.

17.1 O Problema da Convecção

Figura 17.1

O *problema da convecção* é determinar os efeitos da geometria da superfície e das condições de escoamento no coeficiente de convecção resultantes das camadas limites que se desenvolvem sobre a superfície. Para apresentar esses efeitos, vamos considerar o *escoamento com convecção forçada* de um fluido com velocidade de corrente livre u_∞ e temperatura T_∞ em escoamento paralelo incompressível, estacionário, sobre uma *placa plana* com uma temperatura uniforme $T_s(T_s > T_\infty)$, conforme mostrado na Fig. 17.1. Utilizamos essa situação para desenvolver a compreensão dos efeitos da geometria e do escoamento e, em itens subseqüentes deste capítulo, estender os conceitos para outras condições de escoamento.

17.1.1 Camada Limite Térmica

Como você aprendeu na Seção 14.8, *a camada limite hidrodinâmica* é a região de pequena espessura próxima à superfície na qual a velocidade do fluido varia de zero, na superfície (sem condição de deslizamento), a uma velocidade de corrente livre a certa distância da superfície. Em cada posição x ao longo da placa, a

espessura da camada limite, $\delta(x)$, foi definida como a distância entre a superfície ($y = 0$) e o ponto onde $u = 0{,}99\,u_\infty$ (veja Fig. 14.13). O escoamento do fluido é caracterizado por duas regiões distintas: uma fina camada do fluido (a *camada limite*), na qual os gradientes de velocidade e as tensões de cisalhamento são elevados, e uma região fora da camada limite (a *corrente livre*), na qual os gradientes de velocidade e as tensões de cisalhamento são desprezíveis. Utilizamos o índice ∞ para designar as condições na corrente livre externa à camada limite.

Assim como a camada limite hidrodinâmica se desenvolve quando há o escoamento do fluido sobre uma superfície, uma *camada limite térmica* se desenvolve se as temperaturas da corrente livre e da superfície diferirem. Considere o escoamento *laminar* sobre a placa plana mostrada na Fig. 17.2*a*. No bordo de ataque, o perfil de temperatura é uniforme, com $T(0, y) = T_\infty$. Partículas do fluido que entram em contato com a placa atingem a temperatura da superfície da placa, T_s. Por sua vez, essas partículas trocam energia com as da camada adjacente e os gradientes de temperatura se desenvolvem no fluido. A região do fluido na qual existem esses gradientes de temperatura é a ***camada limite térmica*** e sua ***espessura*** δ_t é geralmente definida como o valor de y para o qual a razão $[(T_s - T)/(T_s - T_\infty)] = 0{,}99$. Com o aumento da distância ao bordo de ataque, os efeitos da transferência de calor penetram mais na corrente livre e a camada limite térmica aumenta de forma semelhante à camada limite hidrodinâmica, Fig. 17.2*b*.

camada limite térmica espessura

A relação entre as condições na camada limite térmica e o coeficiente de convecção pode ser facilmente demonstrada. Como ilustrado na Fig. 17.2*c*, a uma distância x qualquer do bordo de ataque, o fluxo térmico *local* pode ser obtido pela aplicação da lei de Fourier ao fluido em $y = 0$ em função da condutividade térmica do fluido, k, e do ***gradiente de temperatura na superfície***. Isto é,

$$q_s'' = -k\frac{\partial T}{\partial y}\bigg|_{y=0} \tag{17.1}$$

Essa expressão é apropriada porque, *na superfície, a velocidade do fluido é nula (sem condição de deslizamento) e a transferência de energia ocorre por condução*. Observe que o fluxo térmico na superfície é igual ao fluxo *convectivo*, que é representado pela lei de Newton do resfriamento

$$q_s'' = q_{\text{conv}}'' = h_x(T_s - T_\infty) \tag{17.2}$$

Pela combinação das equações anteriores, obtemos uma expressão para o ***coeficiente local de transferência de calor por convecção***

$$h_x = \frac{-k\,\partial T/\partial y|_{y=0}}{T_s - T_\infty} \tag{17.3}$$

coeficiente local de transferência de calor por convecção

As condições na camada limite térmica influenciam fortemente o gradiente de temperatura na superfície que, da Eq. 17.1, determina a taxa de transferência de calor através da camada limite e, da Eq. 17.2, determina o coeficiente local de transferência de calor por convecção.

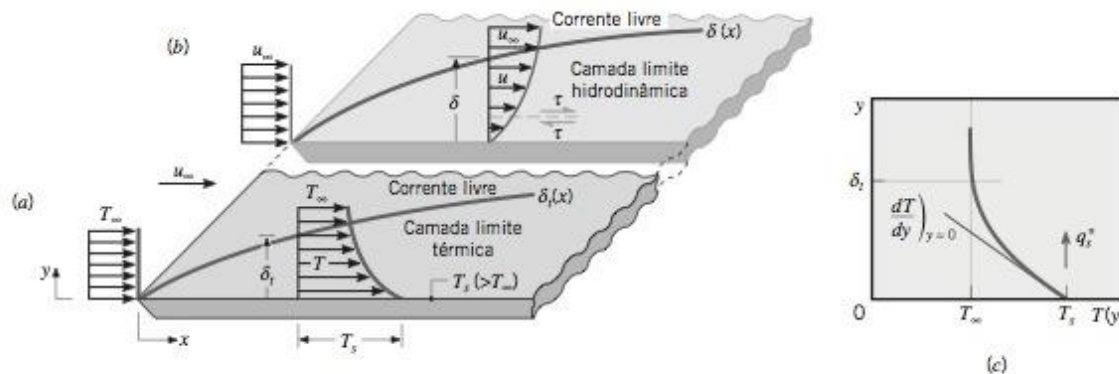



Figura 17.2 Fluido com velocidade uniforme de corrente livre u_∞ e temperatura T_∞ no escoamento laminar sobre uma placa plana com temperatura uniforme $T_s(T_s > T_\infty)$. (*a*) Camada limite térmica. (*b*) Camada limite hidrodinâmica. (*c*) Fluxo térmico local determinado a partir do gradiente de temperatura na superfície, Eq. 17.1.

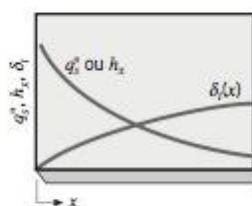



Figura 17.3

Em referência à representação da camada limite térmica da Fig. 17.2*a*, observe que à proporção que δ_t aumenta com *x*, os gradientes de temperatura na camada limite devem decrescer com *x*. Assim sendo, a magnitude de $\partial T/\partial y|_{y=0}$ decresce com *x* e resulta que q_s'' e h_x decrescem com *x*, como apresentado na Fig. 17.3.

Conforme você aprendeu na Seção 14.8 (ver Fig. 14.12), a estrutura do escoamento na camada limite *hidrodinâmica* pode passar por uma transição de escoamento laminar próximo ao bordo de ataque para escoamento turbulento. De acordo com a Fig. 17.4, a camada limite *térmica* tem características de escoamento e perfis de temperatura que são conseqüências do comportamento da camada limite hidrodinâmica. Na região *laminar*, o movimento do fluido é altamente ordenado e caracterizado pelas componentes de velocidade nas direções *x e y*. A componente v de velocidade na direção *y* (normal à superfície) contribui para a transferência de energia (e momento) através da camada limite. O ***perfil de temperatura resultante*** (Fig. 17.4) varia de maneira gradual ao longo da espessura da camada limite.

perfil de temperatura

A uma certa distância do bordo de ataque, pequenos distúrbios no escoamento são amplificados e começa a ocorrer a transição para o escoamento turbulento. O movimento do fluido na região *turbulenta* é altamente irregular e caracterizado pelas flutuações de velocidade que intensificam a transferência de energia. Devido à mistura do fluido que resulta das flutuações, as camadas limites turbulentas são mais espessas. Assim sendo, os perfis de temperatura são mais achatados, mas os gradientes de temperatura na superfície são bem mais inclinados do que para o escoamento laminar. Conseqüentemente, da Eq. 17.3, esperamos que os coeficientes locais de transferência de calor por convecção sejam maiores que os do escoamento laminar, mas decresçam com *x* conforme mostrado na Fig. 17.4.

Na análise do comportamento da camada limite para a placa plana, identificamos a *transição* ocorrendo na posição x_c. O ***número crítico de Reynolds,*** $\mathrm{Re}_{x,c}$, correspondente ao início da transição, varia de 10^5 a 3×10^6, dependendo da rugosidade da superfície e do nível de turbulência da corrente livre. Um valor representativo de

número crítico de Reynolds

$$\mathrm{Re}_{x,c} = \frac{u_\infty x_c}{\nu} = 5 \times 10^5 \qquad (17.4)$$

é freqüentemente admitido nos cálculos de transferência de calor e, a menos que seja dito o contrário, é utilizado nos cálculos deste livro.

ATUALIZAÇÃO DA METODOLOGIA

17.1.2 COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO LOCAL E MÉDIO

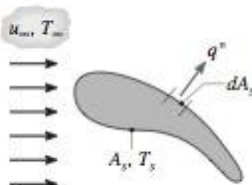



Figura 17.5

Assim como vimos para o caso do escoamento paralelo sobre uma placa plana na Fig. 17.4, o coeficiente local de transferência de calor por convecção h_x varia ao longo da superfície da placa. Considere uma superfície de formato arbitrário de área A_s com uma temperatura uniforme de superfície $T_s(>T_\infty)$ exposta a um escoamento de um fluido com uma velocidade de corrente livre u_∞ e temperatura $T_\infty(>T_s)$ (Fig. 17.5). O esperado seria que o coeficiente de transferência de calor por convecção variasse ao longo da superfície

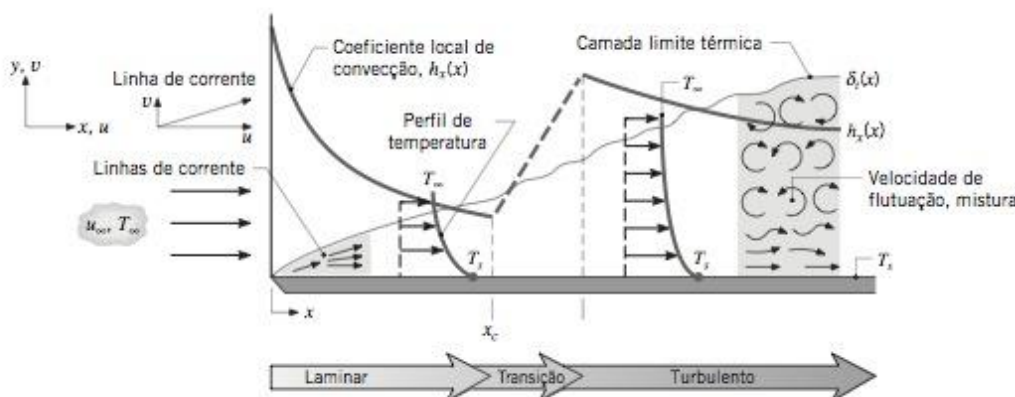



Figura 17.4 Desenvolvimento da camada limite térmica sobre uma placa plana, mostrando mudanças nos perfis de temperatura e no coeficiente local de transferência de calor por convecção nas regiões de escoamento laminar e turbulento.

de formato arbitrário, assim como para a placa plana. Para as duas situações o *fluxo térmico local*, q'', pode ser expresso por

$$q'' = h_x(T_s - T_\infty) \qquad \text{[local]} \qquad (17.5)$$

A taxa *total* de transferência de calor pode ser obtida pela integração do fluxo térmico local sobre toda a superfície A_s. Isto é,

$$q = \bar{h} A_s(T_s - T_\infty) \qquad \text{[total]} \qquad (17.6)$$

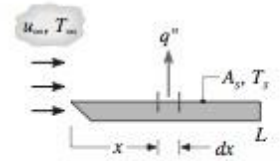
coeficiente médio de transferência de calor por convecção

onde $\bar{h}$ representa o ***coeficiente médio de transferência de calor por convecção*** obtido de

$$\bar{h} = \left(\frac{1}{A_s}\right)\int_{A_s} h_x dA_s \qquad (17.7)$$

Figura 17.6

Observe que, para o caso especial de escoamento sobre uma placa plana (Fig. 17.6), h_s varia com a distância x ao bordo de ataque, e a Eq. 17.7 se reduz a

$$\bar{h}_x = \frac{1}{x}\int_0^x h_x\, dx \qquad (17.8)$$

EXEMPLO 17.1

COEFICIENTE MÉDIO DA VARIAÇÃO DO COEFICIENTE LOCAL

Os resultados experimentais para o coeficiente *local* de transferência de calor por convecção h_x, no escoamento de um fluido sobre uma placa plana com uma superfície extremamente rugosa, seguem a seguinte relação

$$h_x(x) = ax^{-0,1}$$

onde a é um coeficiente (W/m^{1,9} · K) e x (m) é a distância ao bordo de ataque da placa.

(a) Desenvolva uma expressão para a razão entre o coeficiente *médio* de transferência de calor por convecção $\bar{h}_x$ em uma placa de comprimento x e o coeficiente *local* de transferência de calor por convecção h_x no ponto x.

(b) Mostre, qualitativamente, a variação de h_s e $\bar{h}_x$ em função de x.

Solução

Dados: Variação do coeficiente *local* de transferência de calor por convecção $h_x\,(x)$.

Determinar:

(a) A razão entre o coeficiente *médio* de transferência de calor por convecção $\bar{h}(x)$ e o coeficiente *local* $h_x\,(x)$.

(b) A variação de h_x e $\bar{h}_x$ com x, em um esboço.

Esquema e Dados Fornecidos:

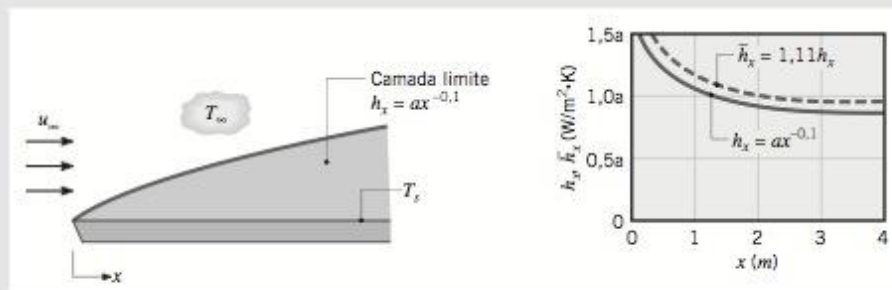



Figura E17.1

Análise:

(a) Da Eq. 17.8, o valor do coeficiente médio de transferência de calor por convecção sobre a região de 0 a x é

$$\bar{h}_x = \bar{h}_x(x) = \frac{1}{x}\int_0^x h_x(x)\, dx$$

Substituindo a expressão pelo coeficiente local de transferência de calor

$$h_x(x) = ax^{-0,1}$$

e integrando, obtemos

$$\bar{h}_x = \frac{1}{x}\int_0^x ax^{-0,1}\,dx = \frac{a}{x}\int_0^x x^{-0,1}\,dx = \frac{a}{x}\left(\frac{x^{+0,9}}{0,9}\right) = 1,11ax^{-0,1}$$

Rearrumando, encontramos a *razão* entre o coeficiente *médio* de transferência de calor por convecção sobre a região de 0 a x e o valor *local* em x

$$\frac{\bar{h}_x}{h_x} = 1,11 \quad \triangleleft$$

(b) A variação de $\bar{h}_x$ e h_x com x é mostrada no gráfico da Fig. E17.1. O desenvolvimento da camada limite causa um decréscimo proporcional a $x^{-0,1}$ nos coeficientes local e médio na direção do escoamento. O coeficiente *médio* de convecção a partir do bordo de ataque para o ponto x na placa é 1,11 vez o coeficiente *local* para aquele ponto.

17.1.3 CORRELAÇÕES: ESTIMATIVA DOS COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO

Nosso primeiro objetivo no problema de convecção é determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção para diferentes condições de escoamento e geometrias com diferentes fluidos. Observando que existem muitas variáveis associadas com uma situação qualquer de escoamento, nosso interesse reside na identificação de *funções universais* em termos de parâmetros ou grupos adimensionais que tenham *significado físico* para as situações de escoamento convectivo. A abordagem é a mesma que você acompanhou na Seção 13.5 na formação e utilização dos grupos adimensionais que normalmente aparecem em mecânica dos fluidos. Os grupos adimensionais importantes para a transferência de calor por convecção são introduzidos nos parágrafos a seguir e encontram-se resumidos na Tabela 17.1.

O ***número de Nusselt,*** que representa o gradiente de temperatura adimensional na superfície (Eq. 17.3) e fornece uma medida do coeficiente de transferência de calor por convecção, é definido como

número de Nusselt

$$\mathrm{Nu}_L = \frac{hL}{k} \tag{17.9}$$

TABELA 17.1 Grupos Adimensionais Importantes na Transferência de Calor por Convecção

Grupo[a]	Definição[a]		Interpretação/Aplicação
Número de Nusselt, Nu_L	$\frac{hL}{k}$	(17.9)	Gradiente de temperatura adimensional na superfície. Medida do coeficiente de transferência de calor por convecção.
Número de Reynolds, Re_L	$\frac{VL}{\nu}$	(17.12)	Razão entra as forças de inércia e viscosas. Caracteriza o escoamento com convecção forçada.
Número de Prandtl, Pr	$\frac{c_p\mu}{k} = \frac{\nu}{\alpha}$	(17.13)	Razão entre o momento e a difusividade térmica. Propriedade do fluido.
Número de Grashof, Gr_L	$\frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2}$	(17.16)	Razão entre as forças de flutuação e as viscosas. Caracteriza o escoamento com convecção livre.
Número de Rayleigh, Ra_L	$\frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha}$	(17.19)	Produto dos números de Grashof e Prandtl, Gr · Pr. Caracteriza o escoamento por convecção livre.

[a]O índice L representa o comprimento característico na superfície de interesse.

onde L é o comprimento característico da superfície de interesse. Baseado nas soluções analíticas e nas observações experimentais, pode ser mostrado que, para a *convecção forçada*, os coeficientes de transferência de calor por convecção local e médio podem ser correlacionados, respectivamente, por equações da forma

$$\mathrm{Nu}_x = f(x^*, \mathrm{Re}_x, \mathrm{Pr}) \qquad \overline{\mathrm{Nu}}_x = f(\mathrm{Re}_x, \mathrm{Pr}) \tag{17.10, 11}$$

onde o índice x foi adicionado para enfatizar nosso interesse nas condições em uma dada posição sobre a superfície identificada pela distância adimensional x^*. A barra superior indica uma média ao longo da superfície, entre $x^* = 0$ e a posição de interesse.

O ***número de Reynolds,*** Re_L, é a razão entre as forças de inércia e as viscosas e é utilizado para caracterizar os escoamentos da camada limite (Seção 13.5)

$$\mathrm{Re}_L = \frac{VL}{\nu} \tag{17.12}$$

número de Reynolds

onde V representa a velocidade de referência do fluido, L é o comprimento característico da superfície e ν é a viscosidade cinemática do fluido.

O ***número de Prandtl***, Pr, é uma propriedade de transporte do fluido e fornece a medida da efetividade relativa do transporte de momento e de energia nas camadas limites hidrodinâmica e térmica, respectivamente,

$$\mathrm{Pr} = \frac{c_p\mu}{k} = \frac{\nu}{\alpha} \tag{17.13}$$

número de Prandtl

onde μ é a viscosidade dinâmica e α é a difusividade térmica do fluido (Eq. 16.5).

Da Tabela TC-3, vemos que o número de Prandtl é próximo de um (1) para os gases, caso no qual o transporte de momento e o de energia são semelhantes. Ao contrário, para óleos e alguns líquidos com $\mathrm{Pr} \gg 1$ (Tabelas TC-4,5), o transporte de momento é mais significativo e os efeitos se estendem além da corrente livre. A partir dessa interpretação, segue que o valor de Pr influencia fortemente o crescimento relativo da velocidade e das camadas limites térmicas. Com efeito, para uma camada limite *laminar*, foi mostrado que

$$\frac{\delta}{\delta_t} = \mathrm{Pr}^n \tag{17.14}$$

onde n é uma constante positiva normalmente igual a 1/3. Logo, para um gás, $\delta_t \approx \delta$; para um óleo $\delta_t \ll \delta$. Entretanto, para todos os fluidos na região *turbulenta*, devido à intensa mistura, esperamos que $\delta_t \approx \delta$.

As formas das funções associadas com as Eqs. 17.10 e 17.11 são mais comumente determinadas a partir de amplos conjuntos de medições experimentais realizadas em superfícies de geometrias e tipos de escoamento específicos. Tais funções são denominadas ***correlações empíricas*** e aparecem sempre acompanhadas pelas especificações referentes à geometria da superfície e às condições de escoamento. ***Por Exemplo...*** a correlação mais geral para convecção externa *forçada* sobre placas planas e outras geometrias imersas tem a forma

correlações empíricas

$$\overline{\mathrm{Nu}}_x = C\,\mathrm{Re}_x^m\,\mathrm{Pr}^n \tag{17.15}$$

onde C, m e n são independentes do fluido, mas dependentes da geometria da superfície e da condição de escoamento (laminar versus turbulento). Para a convecção *interna* forçada, a mesma correlação geral se aplica, embora as regiões da camada limite do escoamento tenham características diferentes das que vimos para o escoamento externo. ▲

Na *convecção livre*, o escoamento da camada limite é induzido pelas forças motrizes térmicas e de empuxo a partir de uma diferença entre a temperatura da superfície T_s e a temperatura do fluido adjacente T_∞. O escoamento é caracterizado pelo ***número de Grashof***, que é a razão entre as forças de empuxo e as forças viscosas

$$\mathrm{Gr}_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \tag{17.16}$$

número de Grashof

onde g é a aceleração da gravidade e β é o coeficiente de expansão térmica. Os coeficientes de convecção local e médio são correlacionados, respectivamente, pelas equações que têm a forma

$$\mathrm{Nu}_x = f(x^*, \mathrm{Gr}_x, \mathrm{Pr}) \qquad \overline{\mathrm{Nu}}_x = f(\mathrm{Gr}_x, \mathrm{Pr}) \tag{17.17, 17.18}$$

Observe que essas formas são as mesmas da convecção forçada, Eqs. 17.10 e 17.11, onde o número de Grashof substitui o número de Reynolds como o parâmetro que caracteriza o escoamento. Como o produto do número de Grashof pelo de Prandtl aparece freqüentemente nas correlações de convecção livre, é conveniente representar o produto como o ***número de Rayleigh***

número de Rayleigh

$$\mathrm{Ra}_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \tag{17.19}$$

que tem a mesma interpretação física do número de Grashof.

A Tabela 17.1 lista os grupos adimensionais que aparecem freqüentemente na prática da transferência de calor. Você deve se familiarizar com as definições e com a aplicação desses importantes parâmetros de convecção.

Regras para Seleção de Correlações. Até agora discutimos as correlações para convecção forçada para escoamento sobre uma placa plana e descrevemos apenas as principais características para as correlações associadas com outras situações de escoamento. A escolha e a aplicação das correlações para convecção para *qualquer situação de escoamento* são facilitadas por um conjunto de *regras* simples:

- *Identificar a geometria da superfície de escoamento*. O problema envolve escoamento sobre uma placa plana, um cilindro ou uma esfera? Ou o escoamento é através de uma área da seção transversal de um tubo circular ou não-circular?
- *Especificar a temperatura de referência apropriada e determinar as propriedades pertinentes do fluido naquela temperatura*. Para diferenças de temperatura moderadas na camada limite, a ***temperatura da película***, T_f, definida como a média entre a temperatura da superfície e as temperaturas das correntes livres

temperatura de película

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \tag{17.20}$$

pode ser utilizada para essa finalidade. Entretanto, iremos considerar as correlações que necessitam da avaliação de propriedades na temperatura de corrente livre e incluir um coeficiente de propriedade para levar em conta o efeito de a propriedade não ser constante.

- *Calcular o número de Reynolds*. Utilizando o comprimento característico apropriado, calcular o número de Reynolds para determinar as condições de escoamento da camada limite. Se a geometria é placa plana em escoamento paralelo, determine se o escoamento é laminar, turbulento ou misturado.
- *Decidir se um coeficiente local ou um coeficiente médio da superfície é necessário*. O coeficiente local é utilizado para determinar o fluxo térmico em um ponto da superfície; o coeficiente médio é utilizado para determinar a taxa de transferência de calor para toda a superfície.
- *Selecionar a correlação apropriada*.

Ao fim das seções referentes a escoamento externo com *convecção forçada* (Seção 17.2) e escoamento interno (Seção 17.3) e com *convecção livre* (Seção 17.4), as correlações recomendadas estão resumidas ao longo dos guias de estudos que irão facilitar a seleção para o seu problema.

CONVECÇÃO FORÇADA

17.2 ESCOAMENTO EXTERNO

Na seção anterior, aprendemos que as correlações para a estimativa dos coeficientes de transferência de calor por convecção para escoamentos externos com convecção forçada fornecem o número de Nusselt em função do número de Reynolds e do número de Prandtl, onde a função depende da geometria da superfície, das condições do escoamento e das propriedades do fluido. Introduziremos as correlações úteis para a estimativa dos coeficientes sobre uma placa plana e sobre as superfícies curvas de um cilindro e de uma esfera, e ilustraremos como elas podem ser utilizadas para calcular as taxas de calor por convecção.

17.2.1 ESCOAMENTO PARALELO SOBRE PLACA PLANA

Apesar de sua simplicidade, o escoamento paralelo sobre uma placa plana (Fig. 17.7) ocorre em várias aplicações de engenharia. Como discutido na seção anterior, as condições do escoamento da camada limite são caracterizadas pelo número de Reynolds, Eq. 17.12. Na ausência de perturbações a montante, o desenvolvimento da camada limite laminar se inicia no bordo de ataque ($x = 0$) e a transição para a turbulência pode ocorrer em uma posição a jusante (x_c) para a qual o número crítico de Reynolds é $\mathrm{Re}_{x,c} = 5 \times 10^5$ (Eq. 17.4). Apresentaremos as correlações que são apropriadas para o cálculo da espessura da camada limite assim como do coeficiente de transferência de calor por convecção. Vamos iniciar pela consideração das condições na camada limite laminar.

Figura 17.7

ESCOAMENTO LAMINAR

Como ilustrado na Fig. 17.2, a espessura da camada limite hidrodinâmica δ é definida como o valor de $\delta(x)$ para o qual $u/u_\infty = 0{,}99$, e, da Eq. 14.19, pode ser expressa por

$$\delta = 5x\,\mathrm{Re}_x^{-1/2} \tag{17.21}$$

onde o comprimento característico no número de Reynolds, x, é a distância ao bordo de ataque

$$\mathrm{Re}_x = \frac{u_\infty x}{\nu} \tag{17.22}$$

É obvio que δ aumenta com x e decresce com o aumento de u_∞. Isto é, quanto maior a velocidade da corrente livre, menos espessa é a camada limite. O número de Nusselt *local* é da forma

$$\mathrm{Nu}_x = \frac{h_x x}{k} = 0{,}332\,\mathrm{Re}_x^{1/2}\,\mathrm{Pr}^{1/3} \qquad [0{,}6 \le \mathrm{Pr} \le 50] \tag{17.23}$$

Observe como designamos uma restrição na faixa de aplicabilidade da correlação, nesse caso para o número de Prandtl. A razão entre a espessura da camada limite hidrodinâmica e a térmica é

$$\frac{\delta}{\delta_t} \approx \mathrm{Pr}^{1/3} \tag{17.24}$$

onde δ é dada pela Eq. 17.21.

Os resultados anteriores podem ser utilizados para calcular os parâmetros *locais* da camada limite para $0 < x < x_c$, onde x_c é a distância ao bordo de ataque na qual a transição se inicia. A Eq. 17.23 implica que h_x é, em princípio, infinito no bordo de ataque e decresce de acordo com $x^{-1/2}$ na direção do escoamento, uma vez que, das Eqs. 17.21 e 17.24, a espessura das camadas limites aumenta de acordo com $x^{1/2}$ na direção do escoamento (veja Fig. 17.8). A Eq. 17.24 também implica que, para valores de Pr próximos da unidade, o caso da maioria dos gases, as camadas limites hidrodinâmica e térmica apresentam crescimento praticamente igual.

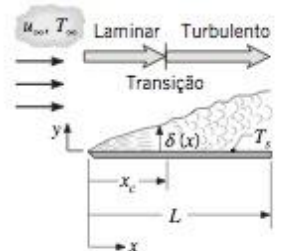
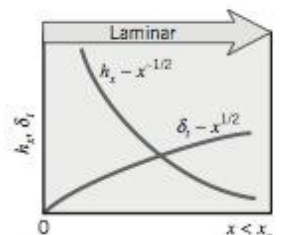



Figura 17.8

A expressão para o coeficiente *médio* de transferência de calor por convecção para qualquer superfície mais curta que x_c pode ser determinada pela realização da integração prescrita pela Eq. 17.8, utilizando a Eq. 17.23 para o coeficiente *local*. Isto é,

$$\bar{h}_x = \frac{1}{x}\int_0^x h_x\, dx = 0{,}332\left(\frac{k}{x}\right)\mathrm{Pr}^{1/3}\left(\frac{u_\infty}{\nu}\right)^{1/2}\int_0^x \frac{dx}{x^{1/2}} \qquad (17.25)$$

e, como a integral definida tem o valor $2x^{1/2}$, resulta que após alguma manipulação $\bar{h}_x = 2h_x$. Portanto,

$$\overline{\mathrm{Nu}}_x = \frac{\bar{h}_x x}{k} = 0{,}664\,\mathrm{Re}_x^{1/2}\,\mathrm{Pr}^{1/3} \qquad [0{,}6 \le \mathrm{Pr} \le 50] \qquad (17.26)$$

Se o escoamento for laminar sobre toda a superfície, o índice x pode ser substituído por L e a Eq. 17.26 pode ser utilizada para estimar o coeficiente médio para toda a superfície.

Das expressões anteriores para os coeficientes local e médio, as Eqs. 17.23 e 17.26, respectivamente, vemos que, para o escoamento *laminar* sobre uma placa plana, o coeficiente *médio* de transferência de calor por convecção do bordo de ataque a um ponto x sobre a superfície é *duas vezes* o coeficiente *local* nesse ponto. Na utilização dessas expressões, o efeito das propriedades variáveis deve ser tratado pela avaliação de todas as propriedades na temperatura de filme definida como a média das temperaturas da superfície e da corrente livre, Eq. 17.20.

Escoamento Turbulento

Para escoamentos turbulentos, a uma aproximação razoável, a espessura da camada limite hidrodinâmica pode ser expressa por

$$\delta = 0{,}37x\,\mathrm{Re}_x^{-1/5} \qquad [\mathrm{Re}_x \le 10^8] \qquad (17.27)$$

e o número local de Nusselt é dado por

$$\mathrm{Nu}_x = \frac{h_x x}{k} = 0{,}0296\,\mathrm{Re}_x^{4/5}\,\mathrm{Pr}^{1/3} \qquad \begin{bmatrix}\mathrm{Re}_x \le 10^8 \\ 0{,}6 < \mathrm{Pr} < 60\end{bmatrix} \qquad (17.28)$$

onde todas as propriedades são avaliadas na temperatura de filme, T_f, Eq. 17.20.

Resumo. Comparando os resultados para as camadas limites turbulenta e laminar, devem ser observadas diferenças importantes:

- Para *escoamento laminar*, as espessuras das camadas limites hidrodinâmica e térmica dependem do número de Prandtl, número adimensional representando a razão do momento e as difusividades térmicas (Tabela 17.1). Da Eq. 17.24,

$$\text{Laminar} \qquad \delta \approx \delta_t\,\mathrm{Pr}^{-1/3}$$

- Para *escoamento turbulento*, o desenvolvimento da camada limite é fortemente influenciado pela velocidade aleatória e menos pelo movimento molecular. Portanto, o crescimento relativo da camada limite não depende do número de Prandtl, Eq. 17.27. Isto é, *as espessuras das camadas limites hidrodinâmica e térmica são aproximadamente iguais*

$$\text{Turbulento} \qquad \delta \approx \delta_t$$

- *O crescimento da camada limite térmica* é mais rápido na direção do escoamento para *escoamento turbulento* (Fig. 17.9) do que para *escoamento laminar* (Fig. 17.8)

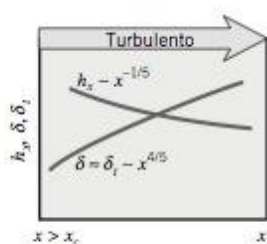



Figura 17.9

$$\text{Turbulento} \quad \delta_t \sim x^{4/5}$$
$$\text{Laminar} \quad \delta_t \sim x^{1/2}$$

- O *coeficiente de transferência de calor por convecção* para escoamento *turbulento* é maior do que para escoamento laminar em função da intensificação da mistura na camada limite. No *escoamento turbulento* (Figura 17.9), o decréscimo no coeficiente de transferência de calor por convecção na direção do escoamento é mais gradual do que no *escoamento laminar* (Fig. 17.8)

$$\text{Turbulento} \quad h_x \sim x^{-1/5}$$
$$\text{Laminar} \quad h_x \sim x^{-1/2}$$

Condições Mistas da Camada Limite

Uma expressão para o coeficiente *médio* pode ser agora determinada. Entretanto, uma vez que a camada limite turbulenta é geralmente antecedida por uma camada limite laminar, consideraremos inicialmente condições de escoamento *misto*.

Para o escoamento laminar sobre *toda* a placa, a Eq. 17.26 pode ser utilizada para calcular o coeficiente médio para a placa. Além disso, se a transição ocorrer na direção do bordo de fuga da placa, por exemplo, na faixa $0,95 \leq (x_c/L) \leq 1$, essa equação também irá fornecer uma aproximação razoável. Porém, quando a transição ocorrer suficientemente a montante do bordo de fuga, $(x_c/L) \leq 0,95$, o coeficiente médio da superfície será influenciado pelas condições nas camadas limites laminar e turbulenta.

Na situação de *camada limite misturada*, mostrada na Fig. 17.7, a Eq. 17.8 pode ser utilizada para obtermos o coeficiente médio de transferência de calor por convecção para toda a placa. Integrando sobre a região laminar $(0 \leq x \leq x_c)$ e então sobre a região turbulenta $(x_c \leq x \leq L)$, essa equação pode ser expressa por

$$\bar{h}_L = \frac{1}{L}\left(\int_0^{x_c} h_{\text{lam}}\,dx + \int_{x_c}^{L} h_{\text{turb}}\,dx\right)$$

onde se considera que a transição ocorre abruptamente em $x = x_c$. Substituindo h_{lam} e h_{turb} com base nas Eqs. 7.23 e 7.28, respectivamente, obtemos

$$\bar{h}_L = \left(\frac{k}{L}\right)\left[0,332\left(\frac{u_\infty}{\nu}\right)^{1/2}\int_0^{x_c}\frac{dx}{x^{1/2}} + 0,0296\left(\frac{u_\infty}{\nu}\right)^{4/5}\int_{x_c}^{L}\frac{dx}{x^{1/5}}\right]\text{Pr}^{1/3}$$

Integrando, obtemos então

$$\overline{\text{Nu}}_L = [0,664\,\text{Re}_{x,c}^{1/2} + 0,037(\text{Re}_L^{4/5} - \text{Re}_{x,c}^{4/5})]\text{Pr}^{1/3}$$

ou

$$\overline{\text{Nu}}_L = (0,037\,\text{Re}_L^{4/5} - A)\text{Pr}^{1/3} \tag{17.29}$$

onde a constante A é determinada pelo valor do número crítico de Reynolds $\text{Re}_{x,c}$. Isto é,

$$A = 0,037\,\text{Re}_{x,c}^{4/5} - 0,664\,\text{Re}_{x,c}^{1/2} \tag{17.30}$$

Se for considerado um ***número de Reynolds*** representativo de ***transição*** $\text{Re}_{x,c} = 5 \times 10^5$, a Eq. 17.29 se reduz a

$$\overline{\text{Nu}}_L = (0,037\,\text{Re}_L^{4/5} - 871)\text{Pr}^{1/3} \qquad \begin{bmatrix} 0,6 < \text{Pr} < 60 \\ 5 \times 10^5 < \text{Re}_L \leq 10^8 \\ \text{Re}_{x,c} = 5 \times 10^5 \end{bmatrix} \tag{17.31}$$

onde as relações entre parênteses indicam a faixa de aplicabilidade.

É importante observar que o número de Reynolds de transição pode ser influenciado pela rugosidade da superfície e pelas perturbações a montante da camada limite causadas por máquinas de fluxo como ventiladores, compressores e bombas. Existem muitas aplicações práticas nas quais é desejável utilizar *promo-*

tores de turbulência (*turbuladores*), como arame fino ou telas, para *disparar a camada limite no bordo de ataque*. Para tal condição, da Eq. 17.29 com $A = 0$ (correspondente a $Re_{x,c} = 0$),

$$\overline{Nu}_L = 0{,}037\, Re_L^{4/5}\, Pr^{1/3} \qquad \begin{bmatrix} Re_{x,c} = 0 \\ 0{,}6 \leq Pr \leq 50 \end{bmatrix} \tag{17.32}$$

onde a camada limite é considerada como sendo *completamente turbulenta* desde o bordo de ataque e sobre a placa toda.

Para facilitar a escolha das correlações apropriadas à sua aplicação, a Tabela 17.3 fornece um resumo das correlações com os seus limites de aplicabilidade.

EXEMPLO 17.2

ESCOAMENTO LAMINAR SOBRE UMA PLACA PLANA

Ar a pressão atmosférica e a uma temperatura de 300°C escoa em regime permanente com uma velocidade de 10 m/s sobre uma placa plana de comprimento 0,5 m. Estime a taxa de resfriamento, por unidade de largura da placa, necessária para manter a temperatura da superfície em 27°C.

Solução

Dados: Escoamento de ar sobre uma placa plana isotérmica.

Determinar: A taxa de resfriamento por unidade de largura da placa, q' (W/m).

Esquema e Dados Fornecidos:

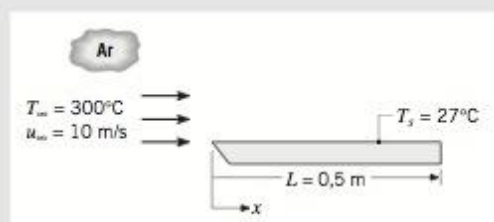



Figura E17.2

Hipóteses:

1. Condições de regime permanente.

2. Troca de calor por radiação com a vizinhança insignificante.

Propriedades: Tabela TC-3, ar ($T_f = 437$ K, $p = 1$ atm): $\nu = 30{,}84 \times 10^{-6}$ m²/s, $k = 36{,}4 \times 10^{-3}$ W/m · K, Pr = 0,687.

Análise: Para uma placa de largura unitária, resulta da lei do resfriamento de Newton que a taxa de transferência de calor por convecção *para* a placa é

$$q' = \bar{h}L(T_\infty - T_s)$$

Para selecionar a correlação de convecção apropriada para a estimativa de $\bar{h}$, o número de Reynolds deve ser determinado para caracterizar o escoamento

$$Re_L = \frac{u_\infty L}{\nu} = \frac{10 \text{ m/s} \times 0{,}5 \text{ m}}{30{,}84 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 1{,}62 \times 10^5$$

Como $Re_L < Re_{x,c} = 5 \times 10^5$, o escoamento é laminar sobre toda a placa e a correlação apropriada é dada pela Eq. 17.26 (veja também a Tabela 17.3)

$$\overline{Nu}_L = 0{,}664\, Re_L^{1/2}\, Pr^{1/3} = 0{,}664(1{,}62 \times 10^5)^{1/2}(0{,}687)^{1/3} = 236$$

O coeficiente médio de transferência de calor por convecção é, então,

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu}_L\, k}{L} = \frac{236 \times 0{,}0364 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{0{,}5 \text{ m}} = 17{,}2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

e a taxa de resfriamento necessária por unidade de largura da placa é

$$q' = 17{,}2\ \text{W/m}^2\cdot\text{K} \times 0{,}5\ \text{m}(300 - 27)^\circ\text{C} = 2348\ \text{W/m} \quad \triangleleft$$

Comentários:

1. Observe que as propriedades termofísicas são avaliadas na temperatura de película, $T_f = (T_s + T_\infty)/2$, Eq. 17.20.
2. Utilizando a Eq. 17.21, a espessura da camada limite hidrodinâmica no bordo de fuga da placa ($x = L = 0{,}5$ m) é

$$\delta = 5L\,\text{Re}_L^{-1/2} = 5 \times 0{,}5\ \text{m}(1{,}62 \times 10^5)^{-1/2} = 0{,}0062\ \text{m} = 6{,}2\ \text{mm}$$

A camada limite térmica no mesmo local partindo da Eq. 17.24 é

$$\delta_t = \delta\,\text{Pr}^{-1/3} = 6{,}2\ \text{mm}(0{,}687)^{-1/3} = 7{,}0\ \text{mm}$$

Como Pr ≈ 0,7 < 1, chegamos a $\delta < \delta_t$. Observe, ainda, que as magnitudes das espessuras das camadas limites, δ e δ_t, são muito semelhantes, como esperado para os gases.

3. Se uma turbulência a montante fosse promovida por um ventilador ou uma grade, ou uma tira de arame colocada no bordo de ataque, uma *condição de camada turbulenta poderia existir sobre toda a placa*. Para tal condição, a Eq. 17.32 é a correlação apropriada para estimar o coeficiente de transferência de calor por convecção

$$\overline{\text{Nu}}_L = 0{,}037\,\text{Re}_L^{4/5}\,\text{Pr}^{1/3} = 0{,}037(1{,}62 \times 10^5)^{4/5}(0{,}687)^{1/3} = 480$$
$$\bar{h}_L = 480(36{,}4 \times 10^{-3}\ \text{W/m}\cdot\text{K})/0{,}5\ \text{m} = 35{,}0\ \text{W/m}^2\cdot\text{K}$$

A taxa de resfriamento por unidade de largura da placa é

$$q' = 35\ \text{W/m}^2\cdot\text{K} \times 0{,}5\ \text{m}(300 - 27)^\circ\text{C} = 4778\ \text{W/m}$$

O efeito da turbulência induzida sobre toda a placa é o de dobrar o coeficiente de transferência de calor por convecção e, portanto, dobrar o valor da taxa de resfriamento.

EXEMPLO 17.3

ESCOAMENTO COM CAMADA LIMITE MISTA – PLACA PLANA SEGMENTADA

Uma placa plana de largura $w = 1$ m é mantida a uma temperatura superficial uniforme, $T_s = 230$°C, através da utilização de aquecedores de fita elétricos controlados independentemente, cada um dos quais com 50 mm de comprimento. Se o ar atmosférico a 25°C escoa sobre as placas com uma velocidade de 60 m/s, qual é a potência elétrica necessária para o quinto aquecedor?

Solução

Dados: Ar escoa sobre uma placa plana com aquecedores segmentados.

Determinar: A potência elétrica necessária para o quinto aquecedor.

Esquema e Dados Fornecidos:

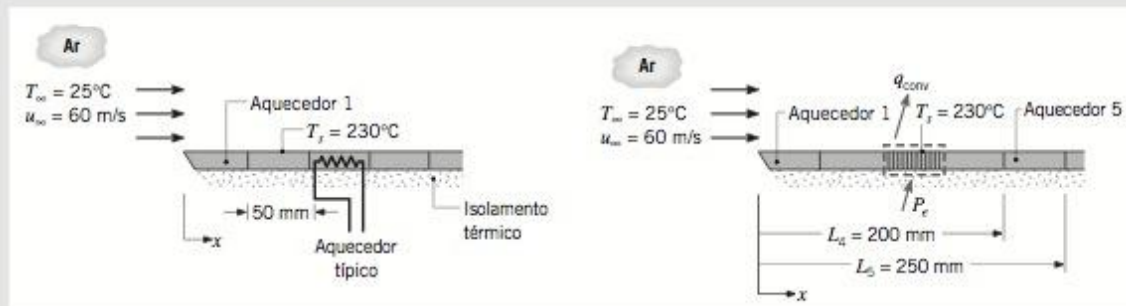



Figura E17.3a

Hipóteses:

1. Condições de regime permanente.
2. Efeitos da radiação desprezíveis.

3. A superfície inferior da placa é adiabática.

***Propriedades*:** Tabela TC-3, ar ($T_f = 400$ K, $p = 1$ atm): $\nu = 26{,}41 \times 10^{-6}$ m²/s, $k = 0{,}0338$ W/m · K, Pr = 0,690.

***Análise*:** Para cada um dos aquecedores, o princípio de conservação de energia exige que

$$P_e = q_{conv}$$

A potência necessária para o quinto aquecedor pode ser obtida subtraindo o calor total transferido por convecção associado aos quatro primeiros aquecedores daquele associado ao quinto aquecedor. Dessa forma,

$$q_{conv,5} = \bar{h}_{1\text{-}5}L_5 w(T_s - T_\infty) - \bar{h}_{1\text{-}4}L_4 w(T_s - T_\infty)$$
$$q_{conv,5} = (\bar{h}_{1\text{-}5}L_5 - \bar{h}_{1\text{-}4}L_4)w(T_s - T_\infty)$$

onde $\bar{h}_{1\text{-}4}$ e $\bar{h}_{1\text{-}5}$ representam os coeficientes *médios* sobre os aquecedores 1 a 4 ($0 \le x \le L_4$) e os aquecedores 1 a 5 ($0 \le x \le L_5$), respectivamente. Para caracterizar o escoamento, calcule o número de Reynolds para $x = L_4$ e $x = L_5$.

$$\text{Re}_4 = \frac{u_\infty L_4}{\nu} = \frac{60 \text{ m/s} \times 0{,}200 \text{ m}}{26{,}41 \times 10^{-6} \text{ m}^2\text{/s}} = 4{,}56 \times 10^5$$
$$\text{Re}_5 = \frac{u_\infty L_5}{\nu} = \frac{60 \text{ m/s} \times 0{,}250 \text{ m}}{26{,}41 \times 10^{-6} \text{ m}^2\text{/s}} = 5{,}70 \times 10^5$$

Como $\text{Re}_4 < \text{Re}_{x,c} = 5 \times 10^5$, o escoamento é *laminar* sobre os quatro primeiros aquecedores e $\bar{h}_{1\text{-}4}$ pode ser estimado a partir da Eq. 17.26, onde

$$\overline{\text{Nu}}_4 = \frac{\bar{h}_{1\text{-}4}L_4}{k} = 0{,}664\,\text{Re}_4^{1/2}\,\text{Pr}^{1/3} = 0{,}664(4{,}56 \times 10^5)^{1/2}\,(0{,}69)^{1/3} = 396$$
$$\bar{h}_{1\text{-}4} = \frac{396 \times 0{,}0338 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{0{,}200 \text{ m}} = 67 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Ao contrário, como $\text{Re}_5 > \text{Re}_{x,c}$, o quinto aquecedor é caracterizado por *condições mistas de camada limite* e $\bar{h}_{1\text{-}5}$ deve ser obtido a partir da Eq. 17.31, onde

$$\overline{\text{Nu}}_5 = \frac{\bar{h}_{1\text{-}5}L_5}{k} = (0{,}037\,\text{Re}_5^{4/5} - 871)\text{Pr}^{1/3} = [0{,}037(5{,}70 \times 10^5)^{4/5} - 871](0{,}69)^{1/3} = 546$$
$$\bar{h}_{1\text{-}5} = \frac{546 \times 0{,}0338 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{0{,}250 \text{ m}} = 74 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

A taxa de transferência de calor do quinto aquecedor, e conseqüentemente a potência elétrica necessária, é, então,

$$q_{conv,5} = (74 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \times 0{,}250 \text{ m} - 67 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \times 0{,}200 \text{ m})1 \text{ m}(230 - 25)°\text{C} = 1050 \text{ W} \quad \triangleleft$$

***Comentários*:** A variação do coeficiente local de transferência de calor por convecção ao longo da placa plana pode ser determinada pelas Eqs. 17.23 e 17.28 para escoamento laminar e turbulento, respectivamente, e os resultados estão representados por curvas sólidas no gráfico da Fig. E17.3b.

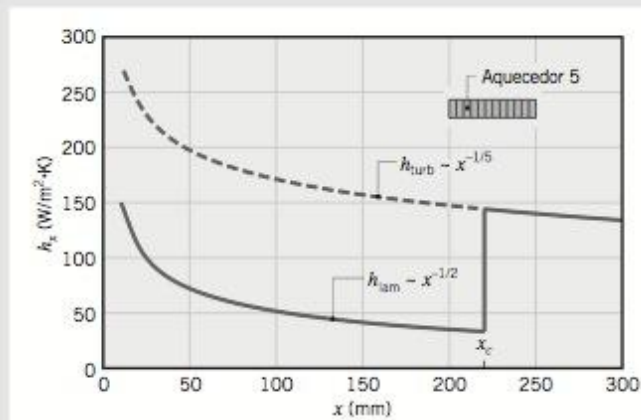



Figura E17.3b

O decréscimo de $x^{-1/2}$ do coeficiente de transferência de calor por convecção laminar se mantém até x_c = 220 mm, onde, subitamente, a transição fornece um coeficiente de transferência de calor por convecção local quatro vezes maior. Para $x > x_c$, o decréscimo no coeficiente de transferência de calor por convecção é mais gradual ($x^{-1/5}$). A linha tracejada para h_{turb} se aplicaria se condições de escoamento completamente turbulento existissem sobre a placa.

17.2.2 Escoamento Transversal sobre Cilindro

Um outro escoamento externo comum envolve o movimento de um fluido normal ao eixo de um cilindro circular. Consideramos aqui um cilindro longo de diâmetro D com uma temperatura uniforme de superfície T_s submetido a um escoamento cruzado de um fluido de corrente livre na temperatura T_∞ e com uma velocidade *a montante* uniforme u_∞ (Fig. 17.10).

Figura 17.10

Na Seção 14.9 apresentamos a estrutura de um campo de escoamento e as características da camada limite hidrodinâmica que influenciam o coeficiente de arrasto, que foi mostrado como sendo uma função do número de Reynolds baseada no diâmetro do cilindro como comprimento característico

$$\mathrm{Re}_D = \frac{\rho u_\infty D}{\mu} = \frac{u_\infty D}{\nu} \tag{17.33}$$

Você aprendeu que a corrente livre do fluido é trazida ao repouso no *ponto de estagnação* e uma fina camada limite hidrodinâmica começa a crescer à proporção que o fluido se move na direção da parte posterior do cilindro. Dependendo do número de Reynolds, pode ocorrer uma transição de escoamento *laminar* para escoamento *turbulento*. Essa transição influencia a posição da *separação* e a formação da *esteira* na região a jusante do escoamento (veja Figs. 14.16 e 14.17).

Conforme você poderia esperar, com base no seu conhecimento de escoamento da camada limite para a placa plana, a natureza da camada limite hidrodinâmica influencia fortemente a formação da camada limite *térmica* e, assim, a variação do coeficiente *local* de transmissão de calor por convecção sobre o cilindro. Os efeitos de transição, separação e formação da esteira controlam o perfil de temperatura de maneira complicada, e o coeficiente de transmissão de calor por convecção mostra variações marcantes sobre a superfície do cilindro.

As correlações encontram-se disponíveis para o número local de Nusselt. Entretanto, sobre o ponto de vista dos cálculos de engenharia, estamos mais interessados na condição média global. A partir de nossa discussão na Seção 17.3, esperamos ver as correlações para o coeficiente *médio* de transferência de calor

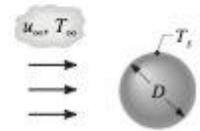



Tabela 17.2 Constantes para a Correlação de Hilpert, Eq. 17.34, para Cilindros Circulares (Pr ≥ 0,7) e Não-circulares (Apenas Gases) em Correntes Cruzadas

Geometria	Re_D	C	m
Circular	0,4–4	0,989	0,330
	4–40	0,911	0,385
	40–4000	0,683	0,466
	4000–40.000	0,193	0,618
	40.000–400.000	0,027	0,805

Geometria	Re_D	C	m
Quadrado	5×10^3–10^5	0,246	0,588
	5×10^3–10^5	0,102	0,675
Hexágono	5×10^3–$1,95 \times 10^4$	0,160	0,638
	$1,95 \times 10^4$–10^5	0,0385	0,782
	5×10^3–10^5	0,153	0,638
Placa vertical	4×10^3–$1,5 \times 10^4$	0,228	0,731

por convecção com o número de Nusselt em função dos números de Reynolds e de Prandtl. A *correlação de Hilpert* é uma das mais usadas e tem a forma

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k} = C\,Re_D^m\,Pr^{1/3} \qquad [Pr \geq 0,7] \tag{17.34}$$

onde o diâmetro D é o comprimento característico para o número de Nusselt. As constantes C e m, que são dependentes da faixa do número de Reynolds, encontram-se listadas na Tabela 17.2. Todas as propriedades são avaliadas na temperatura de filme, T_f, Eq. 17.20.

A correlação de Hilpert, Eq. 17.34, também pode ser utilizada para o *escoamento de gás* sobre cilindros de *seção transversal não circular*, com o comprimento característico D e as constantes obtidas da Tabela 17.2.

A *correlação de Churchill-Bernstein* é uma equação simples abrangente que cobre uma ampla faixa de números de Reynolds e de Prandtl. A equação é recomendada para todo $Re_D Pr > 0,2$ e tem a forma

$$\overline{Nu}_D = 0,3 + \frac{0,62\,Re_D^{1/2}\,Pr^{1/3}}{[1+(0,4/Pr)^{2/3}]^{1/4}}\left[1+\left(\frac{Re_D}{282.000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \qquad [Re_D\,Pr > 0,2] \tag{17.35}$$

onde todas as propriedades são avaliadas na temperatura de filme. Essa correlação é normalmente preferida, a menos que a simplicidade da equação de Hilpert seja vantajosa.

EXEMPLO 17.4

SEÇÕES CILÍNDRICAS DE TESTE: MEDIÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO

Experimentos foram conduzidos para a medição do coeficiente de transferência de calor por convecção em um cilindro metálico polido de 12,7 mm de diâmetro e 94 mm de comprimento (Fig. E17.4*a*). O cilindro é aquecido internamente por um aquecedor elétrico resistivo e é submetido ao escoamento de ar em corrente cruzada em um túnel de vento de baixa velocidade. Sob um conjunto específico de condições operacionais nas quais a velocidade de corrente livre do ar e a temperatura foram mantidas em $u_\infty = 10$ m/s e 26,2°C, respectivamente, a dissipação de potência do aquecedor foi medida como $P_e = 46$ W, enquanto a temperatura média da superfície do cilindro foi determinada como $T_s = 128,4$°C. Estima-se que 15% da dissipação de potência são perdidos por condução através das extremidades da peça.

(a) Determine o coeficiente de transferência de calor por convecção a partir das observações experimentais.
(b) Compare o resultado experimental com o coeficiente de convecção calculado a partir de correlação apropriada.

Figura E17.4a

Solução

Dados: Condições de operação para o cilindro aquecido.

Determinar:

(a) O coeficiente de convecção associado com as condições de operação.
(b) O coeficiente de convecção a partir de uma correlação apropriada.

Esquema e Dados Fornecidos:

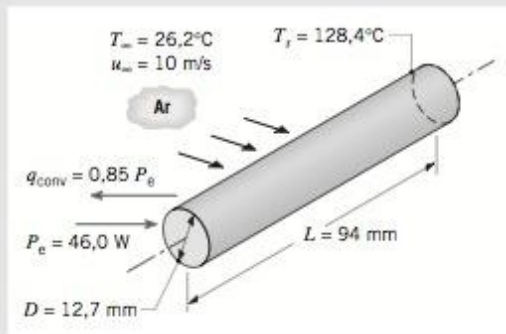



Figura E17.4b

Hipóteses:
1. Condições de regime permanente.
2. Temperatura da superfície do cilindro uniforme.
3. Troca de calor por radiação desprezível com a vizinhança.

Propriedades: Tabela TC-3, ar ($T_f \approx 350$ K): $\nu = 20,92 \times 10^{-6}$ m²/s, $k = 30 \times 10^{-3}$ W/m · K, Pr = 0,70.

Análise:

(a) O coeficiente de transferência de calor por convecção pode ser determinado a partir de *observações experimentais* utilizando a lei do resfriamento de Newton. Isto é,

$$\bar{h} = \frac{q_{conv}}{A(T_s - T_\infty)}$$

Como 15% da potência elétrica é transferida por condução através da seção de teste, temos que $q_{con} = 0,85\ P_e$ e com $A = \pi DL$

$$\bar{h} = \frac{0,85 \times 46 \text{ W}}{\pi \times 0,0127 \text{ m} \times 0,094 \text{ m}\ (128,4 - 26,2)°\text{C}} = 102 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad \triangleleft$$

(b) Utilizando a *correlação de Churchill-Bernstein*, Eq. 17.35,

$$\overline{\text{Nu}}_D = 0,3 + \frac{0,62\,\text{Re}_D^{1/2}\,\text{Pr}^{1/3}}{[1 + (0,4/\text{Pr})^{2/3}]^{1/4}}\left[1 + \left(\frac{\text{Re}_D}{282.000}\right)^{5/8}\right]^{4/5}$$

Com todas as propriedades avaliadas na temperatura T_f, Pr = 0,70 e

$$\text{Re}_D = \frac{u_\infty D}{\nu} = \frac{10 \text{ m/s} \times 0,0127 \text{ m}}{20,92 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 6071$$

Observe que $\text{Re}_D\,\text{Pr} = 6071 \times 0,70 = 4250 > 0,2$, logo a correlação está dentro da faixa recomendada. Então, o número de Nusselt e o coeficiente de transferência de calor por convecção são

$$\overline{\text{Nu}}_D = 0,3 + \frac{0,62(6071)^{1/2}(0,70)^{1/3}}{[1 + (0,4/0,70)^{2/3}]^{1/4}}\left[1 + \left(\frac{6071}{282.000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} = 40,6$$

$$\bar{h} = \overline{\text{Nu}}_D \frac{k}{D} = 40,6\frac{0,30 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{0,0127 \text{ m}} = 96 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad \triangleleft$$

Comentários:

1. A correlação de Hilpert, Eq. 17.34, também é apropriada para a estimativa do coeficiente de transferência de calor por convecção

$$\overline{\text{Nu}}_D = C\,\text{Re}_D^m\,\text{Pr}^{1/3}$$

Com todas as propriedades avaliadas na temperatura de película, $\text{Re}_D = 6071$ e Pr = 0,70. Então, da Tabela 17.2, encontramos para o número de Reynolds dado $C = 0,193$ e $m = 0,618$. O número de Nusselt e o coeficiente de transferência de calor por convecção são então

$$\overline{\text{Nu}}_D = 0,193(6071)^{0,618}(0,700)^{0,333} = 37,3$$

$$\bar{h} = \overline{\text{Nu}}_D \frac{k}{D} = 37,3\frac{0,030 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{0,0127 \text{ m}} = 88 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

2. Incertezas associadas à medição da velocidade do ar, à estimativa da perda de calor pelas extremidades do cilindro e à obtenção da temperatura média da superfície do cilindro, que varia tanto axialmente quanto circunferencialmente, fazem com que o resultado experimental não apresente incerteza inferior a 15%. Dessa forma, os cálculos baseados nas duas correlações utilizadas aqui estão dentro da incerteza experimental do resultado medido.

17.2.3 ESFERA

Os efeitos da camada limite associados com o escoamento sobre uma esfera são muito parecidos com os do cilindro circular, com a transição e a separação desempenhando papéis proeminentes na influência da variação do coeficiente local de transferência de calor por convecção. Do ponto de vista dos cálculos de engenharia, nosso interesse está na condição média para a superfície esférica. Para essa finalidade, a *correlação de Whitaker* é recomendada e tem a forma

$$\overline{\text{Nu}}_D = 2 + (0{,}4\,\text{Re}_D^{1/2} + 0{,}06\,\text{Re}_D^{2/3})\text{Pr}^{0,4}\left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{1/4} \quad \begin{bmatrix} 0{,}71 < \text{Pr} < 380 \\ 3{,}5 < \text{Re}_D < 7{,}6 \times 10^4 \end{bmatrix} \tag{17.36}$$

Observe que, para essa correlação, μ_s é calculado na temperatura da superfície T_s e as demais propriedades são calculadas na temperatura da corrente livre T_∞. A razão entre as propriedades (μ/μ_s) leva em conta os efeitos das propriedades não constantes na camada limite.

EXEMPLO 17.5

TEMPO PARA RESFRIAR UMA ESFERA EM UMA CORRENTE DE AR

A película plástica decorativa sobre uma esfera de cobre com 10 mm de diâmetro é curada em um forno a 75°C. Após ser retirada do forno, a esfera é submetida a uma corrente de ar com uma velocidade de 10 m/s a uma pressão de 1 atm e uma temperatura de 23°C. Estime quanto tempo será necessário para resfriar a esfera até 35°C.

Solução

Dados: Resfriamento de uma esfera em uma corrente de ar.

Determinar: O tempo t necessário para resfriar de $T_i = 75°\text{C}$ para $T(t) = 35°\text{C}$.

Esquema e Dados Fornecidos:

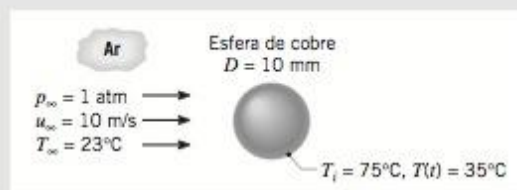



Figura E17.5

Hipóteses:
1. Resistência e capacitância térmicas desprezíveis para a película plástica.
2. Esfera espacialmente isotérmica com $Bi \ll 1$.
3. Efeitos da radiação desprezíveis.

Propriedades: Tabela TC-1, cobre (T_s = 328 K): ρ = 8933 kg/m³, k = 399 W/m · K, c = 387 J/kg · K. Tabela TC-3, ar (T_∞ = 296 k): $\mu = 181{,}6 \times 10^{-7}$ N · s/m², $\nu = 15{,}36 \times 10^{-6}$ m²/s, k = 0,0258 W/m · K, Pr = 0,709. Tabela TC-3, ar ($T_s \approx$ 328 K): $\mu = 197{,}8 \times 10^{-7}$ N · s/m².

Análise: O tempo necessário para completar o processo de resfriamento pode ser obtido a partir dos resultados para a capacitância concentrada (ver Comentário 1). Em particular, da Eq. 16.84,

$$t = \frac{\rho V c}{\bar{h} A_s} \ln \frac{T_i - T_\infty}{T - T_\infty}$$

ou, com $V = \pi D^3/6$ e $A_s = \pi D^2$,

$$t = \frac{\rho c D}{6\bar{h}} \ln \frac{T_i - T_\infty}{T - T_\infty}$$

Para estimar o coeficiente médio de transferência de calor por convecção, utilize a *correlação de Whitaker*, Eq. 17.36,

$$\overline{\mathrm{Nu}}_D = 2 + (0{,}4\,\mathrm{Re}_D^{1/2} + 0{,}06\,\mathrm{Re}_D^{2/3})\mathrm{Pr}^{0{,}4}\left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{1/4}$$

onde o número de Reynolds é

$$\mathrm{Re}_D = \frac{u_\infty D}{\nu} = \frac{10\ \mathrm{m/s} \times 0{,}01\ \mathrm{m}}{15{,}36 \times 10^{-6}\ \mathrm{m^2/s}} = 6510$$

Portanto o número de Nusselt e o coeficiente de transferência de calor por convecção são

$$\overline{\mathrm{Nu}}_D = 2 + [0{,}4(6510)^{1/2} + 0{,}06(6510)^{2/3}](0{,}709)^{0{,}4} \times \left(\frac{181{,}6 \times 10^{-7}\ \mathrm{N \cdot s/m^2}}{197{,}8 \times 10^{-7}\ \mathrm{N \cdot s/m^2}}\right)^{1/4} = 47{,}4$$

$$\bar{h} = \overline{\mathrm{Nu}}_D \frac{k}{D} = 47{,}4\,\frac{0{,}0258\ \mathrm{W/m \cdot K}}{0{,}01\ \mathrm{m}} = 122\ \mathrm{W/m^2 \cdot K}$$

O tempo necessário para o resfriamento é, então,

$$t = \frac{8933\ \mathrm{kg/m^3} \times 387\ \mathrm{J/kg \cdot K} \times 0{,}01\ \mathrm{m}}{6 \times 122\ \mathrm{W/m^2 \cdot K}} \ln\left(\frac{75 - 23}{35 - 23}\right) = 69{,}2\ \mathrm{s} \quad \triangleleft$$

Comentários:

1. A validade do método da capacitância concentrada pode ser determinada calculando o número de Biot. Com as Eqs. 16.89 e 16.90,

$$Bi = \frac{\bar{h} L_c}{k_s} = \frac{\bar{h}(r_o/3)}{k_s} = \frac{122\ \mathrm{W/m^2 \cdot K} \times 0{,}005\ \mathrm{m/3}}{399\ \mathrm{W/m \cdot K}} = 5{,}1 \times 10^{-4}$$

   e, como $Bi < 0{,}1$, o critério é satisfeito.
2. Observe que as propriedades termofísicas do cobre e do ar correspondentes à temperatura média da superfície foram avaliadas a $\overline{T}_s = (T_i + T(t))/2 = (75 + 35)°\mathrm{C}/2 = 328$ K.
3. Embora suas definições sejam semelhantes, o número de Nusselt é definido em termos da condutividade térmica do fluido, enquanto o número de Biot é definido em termos da condutividade térmica do sólido.

17.2.4 Guia para a Escolha das Correlações de Escoamento Externo

Apresentamos nesta seção as correlações empíricas para estimar os coeficientes de transferência de calor por convecção para escoamento com convecção forçada sobre placas planas, cilindros e esfera. Para sua conveniência na escolha das correlações apropriadas para os seus problemas, as correlações recomendadas encontram-se resumidas na Tabela 17.3. Como as condições específicas estão associadas com cada uma das correlações, você deve lembrar de seguir as regras para a realização dos cálculos de convecção destacadas na Seção 17.1.3.

17.3 Escoamento Interno

Vimos na seção anterior que, em um escoamento externo, como o da placa plana, o desenvolvimento da camada limite sobre uma superfície ocorre sem restrições externas. Por sua vez, em um escoamento interno em um duto ou tubulação, o fluido é contido por uma superfície e, assim sendo, o desenvolvimento da camada limite será eventualmente restringido. No Capítulo 14 vimos que, quando o escoamento entra em

TABELA 17.3 Resumo das Correlações para Transferência de Calor por Convecção para Escoamento Externo

Escoamento	Coeficiente	Correlação[a]		Faixa de Aplicabilidade
Placa Plana				
Laminar	—	$\delta = 5x\,\mathrm{Re}_x^{-1/2}$	(17.21)	
	Local	$\mathrm{Nu}_x = 0{,}332\,\mathrm{Re}_x^{1/2}\,\mathrm{Pr}^{1/3}$	(17.23)	$0{,}6 \le \mathrm{Pr} \le 50$
	—	$\delta_t = \delta\,\mathrm{Pr}^{-1/3}$	(17.24)	
	Médio	$\overline{\mathrm{Nu}}_L = 0{,}664\,\mathrm{Re}_L^{1/2}\,\mathrm{Pr}^{1/3}$	(17.26)	$0{,}6 \le \mathrm{Pr} \le 50$
Turbulento	Local	$\delta = 0{,}37x\,\mathrm{Re}_x^{-1/5}$	(17.27)	$\mathrm{Re}_x \le 10^8$
	Local	$\mathrm{Nu}_x = 0{,}0296\,\mathrm{Re}_x^{4/5}\,\mathrm{Pr}^{1/3}$	(17.28)	$\mathrm{Re}_x \le 10^8,\ 0{,}6 \le \mathrm{Pr} \le 60$
	Médio	$\overline{\mathrm{Nu}}_L = 0{,}037\,\mathrm{Re}_L^{4/5}\,\mathrm{Pr}^{1/3}$	(17.32)	$\mathrm{Re}_{x,c} = 0,\ 0{,}6 \le \mathrm{Pr} \le 60$
Misto	Médio	$\overline{\mathrm{Nu}}_L = (0{,}037\,\mathrm{Re}_L^{4/5} - 871)\mathrm{Pr}^{1/3}$	(17.31)	$\mathrm{Re}_{x,c} = 5 \times 10^5,\ 10^5 \le \mathrm{Re}_L \le 10^8$ $0{,}6 \le \mathrm{Pr} \le 60$
Cilindros[b]	Médio	$\overline{\mathrm{Nu}}_D = C\,\mathrm{Re}_D^m\,\mathrm{Pr}^{1/3}$ (Tabela 7.2)	(17.34)	$\mathrm{Pr} \ge 0{,}70$
	Médio	$\overline{\mathrm{Nu}}_D = 0{,}3 + \{0{,}62\,\mathrm{Re}_D^{1/2}\,\mathrm{Pr}^{1/3} \times [1 + (0{,}4/\mathrm{Pr})^{2/3}]^{-1/4}\} \times [1 + (\mathrm{Re}_D/282.000)^{5/8}]^{4/5}$	(17.35)	$\mathrm{Re}_D\,\mathrm{Pr} > 0{,}2$
Esfera	Médio	$\overline{\mathrm{Nu}}_D = 2 + (0{,}4\,\mathrm{Re}_D^{1/2} + 0{,}06\,\mathrm{Re}_D^{2/3})\mathrm{Pr}^{0{,}4}(\mu/\mu_s)^{1/4}$	(17.36)	$3{,}5 < \mathrm{Re}_D < 7{,}6 \times 10^4$ $0{,}71 < \mathrm{Pr} < 380$

[a]As propriedades termofísicas são avaliadas na temperatura de película, $T_f = (T_\infty + T_s)/2$, para todas as correlações exceto Eq. 17.36. Para essa correlação, as propriedades são avaliadas na temperatura de corrente livre T_∞ ou na temperatura da superfície T_s se designada com índice s.
[b]Para o cilindro com seção transversal não circular, utilize a Eq. 17.34 com as constantes listadas na Tabela 17.2.

um tubo, se forma uma camada limite hidrodinâmica na *região de entrada*, aumentando sua espessura até finalmente preencher o tubo. Além dessa posição, denominada *região completamente desenvolvida*, o perfil de velocidade não mais varia na direção do escoamento.

Iniciaremos considerando a formação da camada limite térmica nas regiões de entrada e completamente desenvolvida, e como o coeficiente de transferência de calor por convecção é determinado a partir do perfil de temperatura resultante. Apresentaremos as correlações empíricas para estimar os coeficientes de transferência de calor por convecção para os escoamentos laminar e turbulento na região completamente desenvolvida, deixando as correlações para a região de entrada para um curso mais avançado de transferência de calor.

17.3.1 CONSIDERAÇÕES HIDRODINÂMICAS E TÉRMICAS

O desenvolvimento da camada limite para *escoamento laminar* em um tubo circular está representado na Fig. 17.11*a* (veja também Fig. 14.3). Na Seção 14.1.2 vimos que, devido aos efeitos viscosos, o perfil de velocidade uniforme na entrada irá mudar gradualmente para uma distribuição parabólica à proporção que δ da camada limite começar a preencher o tubo na região de entrada. Além do *comprimento hidrodinâmico de entrada*, $x_{fd,h}$, o perfil de velocidade não mais varia, e dizemos que o escoamento é *completamente desenvolvido hidrodinamicamente*. A extensão da região de entrada, assim como o formato do perfil de velocidade, depende do número de Reynolds que, para o escoamento interno, tem a forma

$$\mathrm{Re}_D = \frac{\rho u_m D}{\mu} = \frac{u_m D}{\nu} = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \qquad (17.37)$$

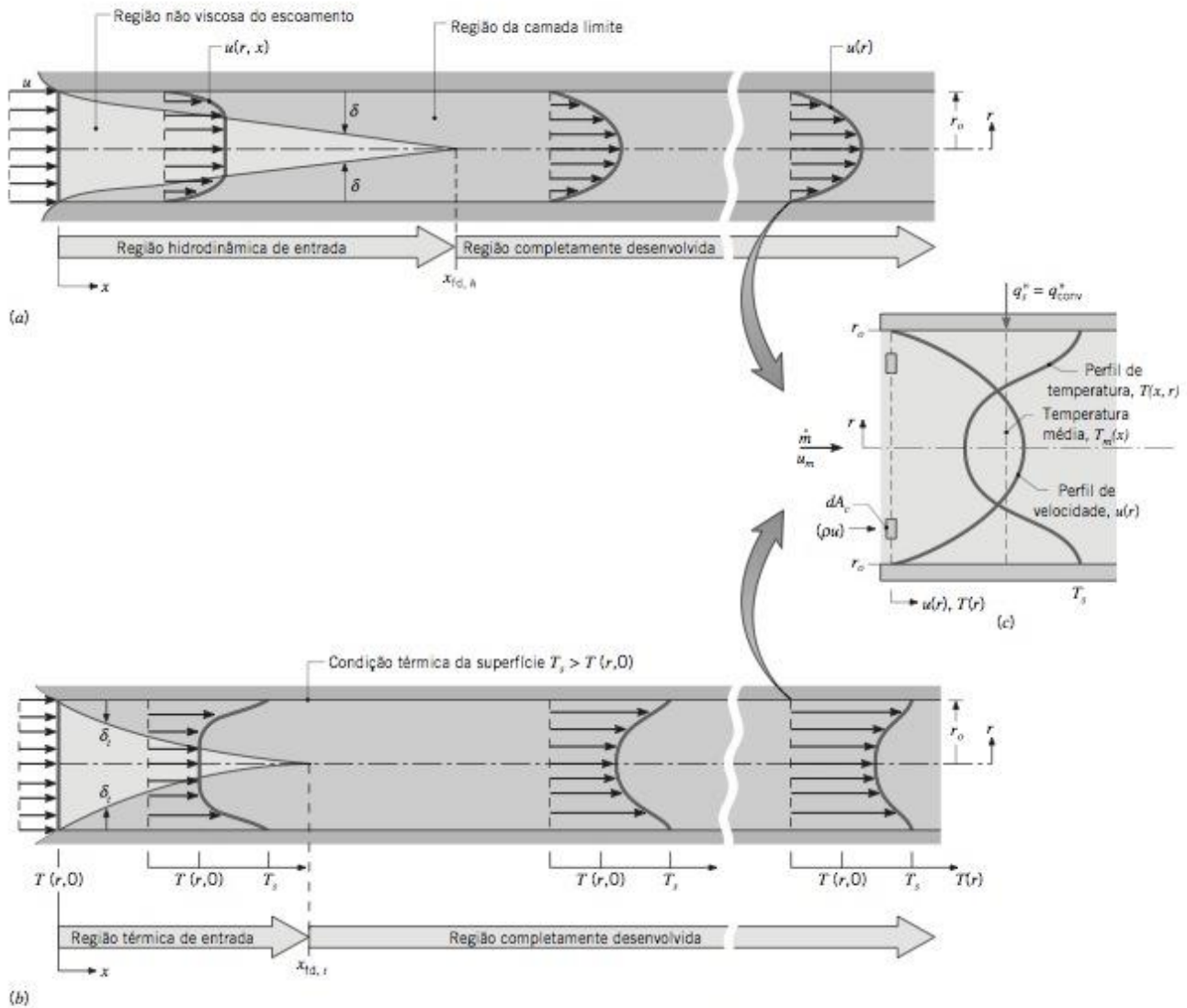



Figura 17.11 Desenvolvimento da camada limite para escoamento laminar em um tubo circular: (*a*) Camada limite hidrodinâmica e perfis de velocidade. (*b*) Camada limite térmica e perfis de temperatura para *condição térmica de superfície: temperatura constante*, T_s. (*c*) Perfis de velocidade e temperatura para a determinação da temperatura média em uma posição *x*.

onde u_m é a *velocidade média*; *D*, o diâmetro do tubo, é o *comprimento característico*; e $\dot{m}$ é a vazão mássica. Em um escoamento completamente desenvolvido, o *número crítico de Reynolds* correspondente ao início da turbulência é

$$\mathrm{Re}_{D,c} \approx 2300 \tag{17.38}$$

embora números muito maiores de Reynolds ($\mathrm{Re}_{D,c} \approx 10.000$) sejam necessários para alcançar as condições de escoamento completamente turbulento. Para o *escoamento laminar* ($\mathrm{Re}_{D,c} \leq 2300$), o *comprimento hidrodinâmico de entrada* tem a forma

$$\left(\frac{x_{fd,h}}{D}\right)_{\text{lam}} \leq 0{,}05\,\mathrm{Re}_D \tag{17.39}$$

enquanto, para o *escoamento turbulento*, o comprimento de entrada é aproximadamente independente do número de Reynolds e, como uma primeira aproximação,

$$10 \leq \left(\frac{x_{fd,h}}{D}\right)_{\text{turb}} \leq 60 \tag{17.40}$$

ATUALIZAÇÃO DA METODOLOGIA

Para todas as finalidades deste livro, devemos considerar o escoamento completamente desenvolvido para $(x/D) > 10$.

região térmica de entrada

comprimento térmico de entrada

Se o fluido entrar no tubo da Fig. 17.11*b* em $x = 0$ com uma temperatura uniforme $T(r,0)$ que seja menor que a temperatura *constante* da superfície do tubo, T_s, ocorre a transferência de calor por convecção e uma camada limite térmica começa a se desenvolver. Na ***região térmica de entrada,*** a temperatura da região central do escoamento fora da *camada limite térmica*, δ_t, permanece invariável, mas, na camada limite, a temperatura aumenta sensivelmente para a da superfície do tubo. No ***comprimento térmico de entrada***, $x_{fd,t}$, a camada limite térmica já preencheu o tubo, o fluido na linha de centro começa a ser submetido a um aquecimento, e a condição de *escoamento completamente desenvolvido termicamente* foi alcançada.

No *escoamento laminar*, o comprimento térmico de entrada pode ser expresso como

$$\left(\frac{x_{fd,t}}{D}\right)_{\text{lam}} \leq 0{,}05\,\text{Re}_D\,\text{Pr} \qquad [\text{Re}_D < 2300] \tag{17.41}$$

A partir dessa relação e por comparação entre as camadas limites térmica e hidrodinâmica da Fig. 17.11*a* e 17.11*b*, é evidente que representamos um fluido com $\text{Pr} < 1$ (gás), pois a camada limite hidrodinâmica se desenvolveu mais lentamente do que a camada limite térmica ($x_{fd,h} > x_{fd,t}$). Para líquidos com $\text{Pr} > 1$, ocorreria a situação inversa.

No *escoamento turbulento*, as condições são aproximadamente independentes do número de Prandtl, e em uma primeira aproximação o *comprimento térmico de entrada* é

$$\left(\frac{x_{fd,t}}{D}\right)_{\text{turb}} = 10 \qquad [\text{Re}_D \geq 10.000] \tag{17.42}$$

que é o mesmo critério do comprimento hidrodinâmico de entrada, Eq. 17.40.

Na Fig. 17.11*b* mostramos perfis de temperatura para escoamento laminar com aquecimento com uma *condição de temperatura uniforme na superfície* (T_s é constante). Observe que o gradiente de temperatura na superfície é mais acentuado na *região de entrada*, implicando que o coeficiente de transferência de calor por convecção na região de entrada seja provavelmente maior do que na região de escoamento completamente desenvolvido.

região completamente desenvolvida termicamente

Como o fluido está sendo aquecido no interior do tubo, sabemos que a temperatura média do fluido está aumentando na direção do escoamento, e, conseqüentemente, o *perfil de temperatura varia de formato*. As condições térmicas na ***região completamente desenvolvida termicamente*** mostradas na Fig. 17.11*b* são descritas por três características principais: a *temperatura média* está aumentando (ou decrescendo se for condição de resfriamento), o *formato relativo* dos perfis de temperatura é constante e o *coeficiente de transferência de calor por convecção* é constante. Explicaremos agora essas características e então apresentaremos as formas apropriadas das equações da taxa de transferência de calor por convecção e do balanço de energia para a análise da região de escoamento completamente desenvolvido.

Temperatura Média. Como ilustrado na Fig. 17.11*c*, os perfis de temperatura e de velocidade em uma *dada* posição na direção x do escoamento dependem do raio, r. A temperatura *média* do fluido, também chamada temperatura global, mostrada na figura como $T_m(x)$, é definida em termos da energia transportada pelo fluido à proporção que ele se move em relação à posição x. Para um fluido incompressível, com calor específico constante c_p, a *temperatura média* é determinada a partir da expressão

$$T_m = \frac{\int_{A_c} uT\,dA_c}{u_m A_c} \tag{17.43}$$

onde u_m é a velocidade média. Para um tubo circular, $dA_c = 2\pi r dr$, e resulta

temperatura média

$$T_m = \frac{2}{u_m r_o^2}\int_0^{r_o} uTr\,dr \tag{17.44}$$

A ***temperatura média*** é a temperatura de referência do fluido utilizada para a determinação da taxa de transferência de calor por convecção com a lei de Newton do resfriamento e o balanço global de energia.

Lei de Newton do Resfriamento. Para determinar o fluxo térmico convectivo na superfície do tubo, Fig. 17.11c, a lei de Newton do resfriamento, também denominada ***equação da taxa de transferência por convecção,*** é expressa por

$$q_s'' = q_{conv}'' = h(T_s - T_m) \tag{17.45}$$

equação da taxa de transferência de calor por convecção

onde h é o coeficiente *local* de transferência de calor por convecção. Dependendo do método de aquecimento (resfriamento) da superfície, T_s pode ser uma constante ou pode variar, mas a temperatura média irá sempre variar na direção do escoamento. Ainda, o *coeficiente de transferência de calor por convecção é uma constante para as condições de escoamento completamente desenvolvido* como veremos a seguir.

Condições de Escoamento Completamente Desenvolvido. O perfil de temperatura pode ser convenientemente representado como a razão adimensional $(T_s - T)/(T_s - T_m)$. Enquanto o perfil de temperatura $T(r)$ continua a variar com x, o *formato relativo* do perfil dado por essa *razão entre as temperaturas* é independente de x para as condições de escoamento completamente desenvolvido. A determinação para essa condição é matematicamente enunciada como

$$\frac{\partial}{\partial x}\left[\frac{T_s(x) - T(r, x)}{T_s(x) - T_m(x)}\right]_{fd,t} = 0 \tag{17.46}$$

onde T_s é a temperatura da superfície do tubo, T é a temperatura local do fluido e T_m é a temperatura média conforme mostrado na Fig. 17.12*a*. Como a razão entre as temperaturas é independente de x, a derivada dessa razão em relação a r também deve ser independente de x. Calculando essa derivada na superfície do tubo (observe que T_s e T_m são constantes ao se fazer a diferenciação em relação a r), obtemos

$$\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{T_s - T}{T_s - T_m}\right)\bigg|_{r=r_o} = \frac{-\partial T/\partial r|_{r=r_o}}{T_s - T_m} \neq f(x)$$

Substituindo $\partial T/\partial r$ da lei de Fourier, que, da Fig. 17.1, é da forma

$$q_s'' = k\frac{\partial T}{\partial r}\bigg|_{r=r_o}$$

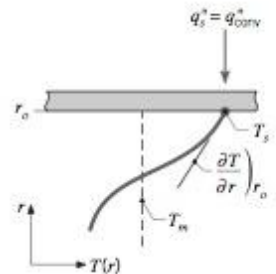



Figura 17.13

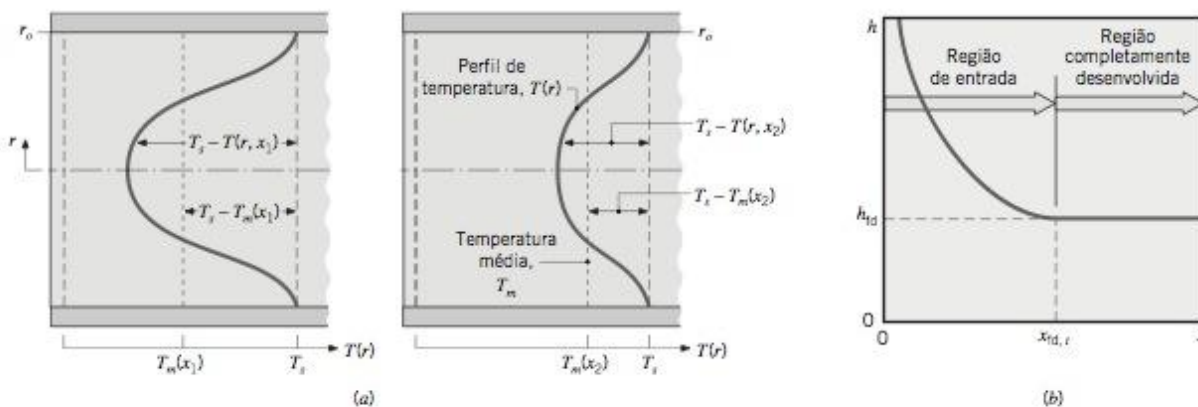



Figura 17.12 Características de escoamento completamente desenvolvido para temperatura constante da superfície de aquecimento. (*a*) Forma relativa do perfil de temperatura permanece inalterada na direção do escoamento desenvolvido ($x_2 > x_1$). (*b*) O coeficiente de transferência de calor por convecção é constante para $x > x_{fd,t}$.

e q''_s da lei de Newton do resfriamento, Eq. 17.45, obtemos

$$\frac{h}{k} \neq f(x) = \text{constante} \qquad (17.47)$$

Logo, *no escoamento completamente desenvolvido termicamente de um fluido com propriedades constantes, o coeficiente local de transferência de calor por convecção é uma constante, independente de x*. A Eq. 17.47 não é satisfeita na região de entrada onde h varia com x.

Devido à espessura da camada limite térmica ser nula na entrada do tubo, o coeficiente é extremamente alto em $x = 0$ e decresce sensivelmente à proporção que a camada limite se desenvolve até que um valor constante associado com as condições de escoamento completamente desenvolvido seja alcançado, conforme mostrado na Fig. 17.12*b*.

17.3.2 Balanços de Energia e Métodos de Aquecimento

Devido ao escoamento em um tubo ser completamente fechado, um balanço de energia pode ser aplicado para determinar a taxa de transferência de calor por convecção, q_{conv}, em função da diferença nas temperaturas na entrada e na saída do tubo. A partir de um balanço de energia aplicado a um volume de controle diferencial no tubo, determinaremos como a temperatura média $T_m(x)$ varia na direção do escoamento com a posição ao longo do tubo para as duas *condições térmicas da superfície* (métodos de aquecimento/resfriamento).

Balanço de Energia Global para o Tubo. Considere o escoamento no tubo da Fig. 17.14*a*. O fluido se move com uma vazão mássica constante $\dot{m}$ e a transferência de calor por convecção ocorre ao longo da parede da superfície. Supondo que as variações nas energias cinética e potencial do fluido sejam desprezíveis, não há trabalho no eixo e, independente de c_p ser uma constante, o balanço da taxa de energia, Eq. 5.11b, se reduz a

$$q_{\text{conv}} = \dot{m}c_p(T_{m,o} - T_{m,i}) \qquad (17.48)$$

onde T_m representa a temperatura média do fluido e os índices i e o representam as condições de entrada e saída, respectivamente. É importante observarmos que esse *balanço global de energia é uma expressão geral que se aplica independente da natureza da superfície térmica ou das condições de escoamento no tubo*.

Balanço de Energia em um Volume de Controle Diferencial. Podemos aplicar a mesma análise a um volume de controle diferencial no interior do tubo, conforme mostrado na Fig. 17.14*b*, escrevendo a Eq. 17.48 na forma diferencial

$$dq_{\text{conv}} = \dot{m}c_p dT_m \qquad (17.49)$$

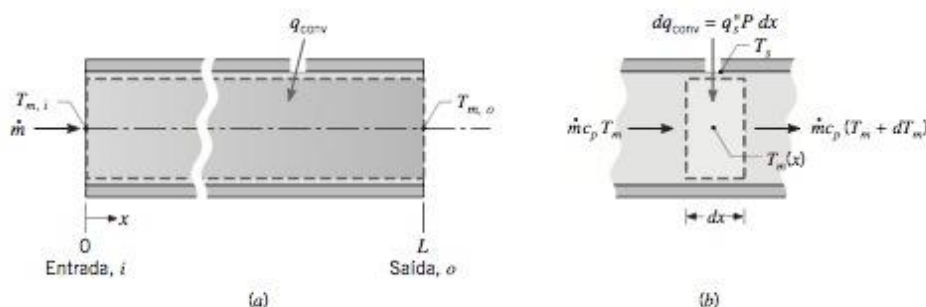



Figura 17.14 Balanços de energia para escoamento em regime permanente em um tubo. (*a*) Balanço global no tubo para a taxa de transferência de calor por convecção, Eq. 17.48. (*b*) Balanço em um volume de controle diferencial para a determinação de $T_m(x)$, Eq. 17.50.

Podemos expressar a taxa de transferência de calor por convecção para um elemento diferencial em termos do fluxo térmico na superfície como

$$dq_{conv} = q_s'' P dx \tag{17.50}$$

onde P é o perímetro da superfície. Combinando as Eqs. 17.49 e 17.50, resulta que

$$q_s'' P dx = \dot{m} c_p dT_m$$

Rearrumando este resultado, obtemos uma expressão para a variação axial de T_m em termos do *fluxo de calor da superfície*

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{q_s'' P}{\dot{m} c_p} \qquad [\text{fluxo térmico na superfície}, q_s''] \tag{17.51}$$

ou, utilizando a lei de Newton do resfriamento, Eq. 17.45, com $q_s'' = h(T_s - T_m)$ em termos da *temperatura da superfície* da parede do tubo

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{P}{\dot{m} c_p} h(T_s - T_m) \qquad [\text{temperatura na superfície}, T_s] \tag{17.52}$$

A circunstância na qual as grandezas do lado direito das Eqs. 17.51 e 17.52 variam com x deve ser observada. Para um tubo circular de diâmetro uniforme ($P = \pi D$), a grandeza ($P/\dot{m}\, c_p$) é uma constante. Na região de escoamento completamente desenvolvido, o coeficiente de transferência de calor por convecção h também é uma constante embora ele varie com x na região de entrada (veja Fig. 17.12*b*). Finalmente, embora T_s possa ser uma constante, T_m deve sempre variar com x. As soluções para as Eqs. 17.51 e 17.52 para $T_m(x)$ dependem da ***condição térmica da superfície***. Consideraremos agora os dois casos especiais de interesse: *fluxo térmico constante na superfície* (q''_s) e *temperatura constante da superfície* (T_s). É comum encontrarmos uma dessas condições como uma aproximação razoável para aplicações práticas.

condição térmica da superfície

Condição Térmica: Fluxo Térmico Constante na Superfície, q_s''

Para a condição térmica de *fluxo térmico constante na superfície* (Fig. 17.15), observamos inicialmente que é simples determinar a taxa total de transferência de calor q_{conv}. Uma vez que q_s'' é independente de x, temos

$$q_{conv} = q_s''(P \cdot L) \tag{17.53}$$

Essa expressão pode ser utilizada com o balanço global de energia, Eq. 17.48, para determinar a variação da temperatura do fluido, $T_{m,o} - T_{m,i}$.

Para q_s'' constante segue também que o lado direito da Eq. 17.51 é uma constante independente de x. Portanto,

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{q_s'' P}{\dot{m} c_p} = \text{constante}$$

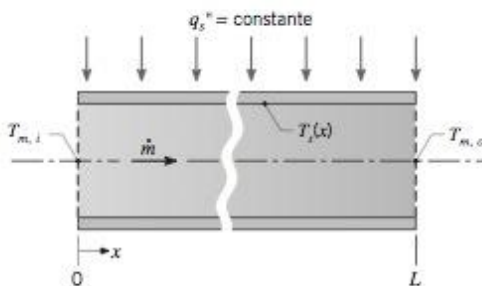



Figura 17.15 Escoamento interno através de um tubo circular com condição térmica da superfície correspondente ao *fluxo térmico constante na superfície*, q_s''.

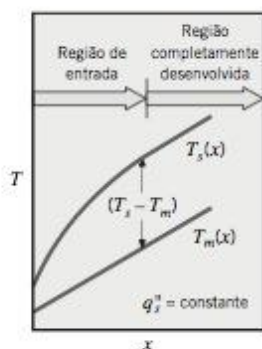



Figura 17.16

Integrando de $x = 0$ a alguma posição axial x, obtemos a ***distribuição de temperatura média***, $T_m(x)$

$$T_m(x) = T_{m,i} + \frac{q_s''P}{\dot{m}c_p}x \qquad [q_s'' = \text{constante}] \tag{17.54}$$

Assim sendo, a temperatura média varia linearmente com x ao longo do tubo (Fig. 17.16). Além disso, da lei de Newton do resfriamento, Eq. 17.45, esperamos também que a diferença de temperatura $(T_s - T_m)$ varie com x, conforme mostrado na Fig. 17.16. Essa diferença é inicialmente pequena (em função do alto valor de h na entrada), mas aumenta com o aumento de x devido ao decréscimo em h que ocorre à proporção que a camada limite se desenvolve. Entretanto, na região de escoamento completamente desenvolvido sabemos que *h é independente de x*. Logo, da Eq. 17.45 segue que $(T_s - T_m)$ também deve ser independente de x nessa região.

EXEMPLO 17.6

CONDIÇÃO TÉRMICA: FLUXO TÉRMICO q_s'' CONSTANTE NA SUPERFÍCIE

Um sistema para aquecer água de uma temperatura de entrada $T_{m,i} = 20°C$ até uma temperatura de saída $T_{m,o} = 60°C$ envolve a passagem da água através de um tubo com diâmetro interno e externo de 20 e 40 mm, respectivamente. A superfície externa do tubo é bem isolada termicamente e o aquecimento elétrico no interior da parede fornece uma taxa uniforme de geração volumétrica $\dot{q} = 10^6$ W/m³.

(a) Para uma vazão mássica de água $\dot{m} = 0{,}1$ kg/s, qual deve ser o comprimento do tubo para que a água atinja a temperatura de saída desejada?

(b) Existem condições hidrodinâmica e térmica de escoamento completamente desenvolvido?

(c) Se a temperatura da superfície interna do tubo é $T_s = 70°C$ na saída $(x = L)$, qual é o coeficiente local de transferência de calor por convecção na saída?

Solução:

Dados: Escoamento interno através de um tubo de parede delgada com geração de energia volumétrica uniforme.

Determinar:

(a) O comprimento do tubo necessário para alcançar a temperatura de saída desejada.

(b) Se existem condições térmica e hidrodinâmica de escoamento completamente desenvolvido.

(c) O coeficiente local de transferência de calor por convecção na saída.

Esquema e Dados Fornecidos:

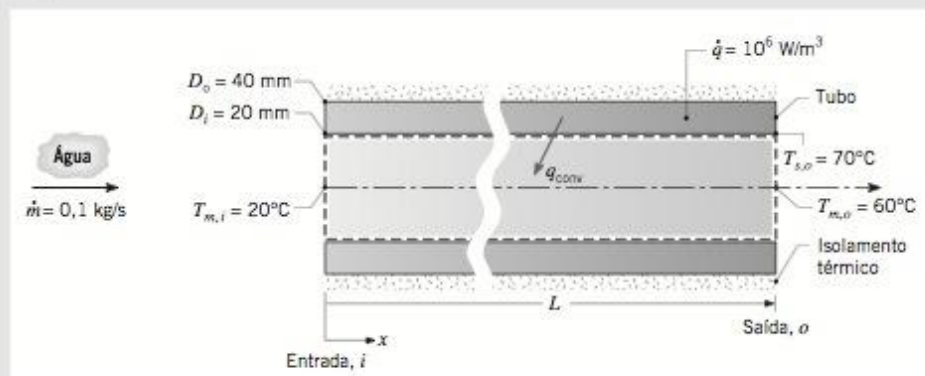



Figura E17.6a

Hipóteses:

1. Condições de regime permanente.
2. Fluxo térmico uniforme.
3. Efeitos das energias potencial e cinética desprezíveis. Nenhum trabalho no eixo.
4. Propriedades constantes.
5. Superfície externa do tubo adiabática.

Propriedades: Tabela TC-5, água ($\overline{T}_m = (T_{m,i} + T_{m,o})/2 = 313$ K): $c_p = 4179$ kJ/kg · K, $\mu = 5{,}56 \times 10^{-4}$ N · s/m².

Análise:

(a) Como a superfície externa do tubo é adiabática, a taxa pela qual a energia é gerada na parede do tubo deve ser igual à taxa de transferência de calor por convecção para a água ($\dot{E}_g = q_{conv}$)

$$\dot{q}\frac{\pi}{4}(D_o^2 - D_i^2)L = q_{conv}$$

Do balanço global de energia no tubo, Eq. 17.48, resulta que

$$\dot{q}\frac{\pi}{4}(D_o^2 - D_i^2)L = \dot{m}c_p(T_{m,o} - T_{m,i})$$

Resolvendo para L e substituindo os valores numéricos com c_p avaliado a $\overline{T}_m = (T_{m,i} + T_{m,o})/2$, o comprimento necessário do tubo é

$$L = \frac{4\dot{m}c_p}{\pi(D_o^2 - D_i^2)\dot{q}}(T_{m,o} - T_{m,i}) = \frac{4 \times 0{,}1 \text{ kg/s} \times 4179 \text{ J/kg} \cdot \text{K}}{\pi(0{,}04^2 - 0{,}02^2)\,\text{m}^2 \times 10^6 \text{ W/m}^3}(60 - 20)°\text{C} = 17{,}7 \text{ m} \quad \triangleleft$$

(b) Para determinar se existem condições de escoamento completamente desenvolvido, calcule o número de Reynolds para caracterizar o escoamento. Da Eq. 17.37,

$$\text{Re}_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D\mu} = \frac{4 \times 0{,}1 \text{ kg/s}}{\pi(0{,}020 \text{ m})(6{,}57 \times 10^{-4}\text{N} \cdot \text{s/m}^2)} = 9696$$

Como Re_D é próximo de 10.000, o escoamento é completamente turbulento. O comprimento hidrodinâmico e térmico de entrada é dado por $x_{fd}/D = 10$, logo $x_{fd} = 10D = 10 \times 0{,}020$ m $= 0{,}2$ m. Concluímos que, para uma boa aproximação, condições de escoamento completamente desenvolvido existem sobre todo o tubo se $L \gg x_{fd}$ (17,7 m vs. 0,2 m).

(c) Pela lei do resfriamento de Newton, Eq. 17.45, o coeficiente local de transferência de calor por convecção na saída do tubo é

$$h_o = \frac{q_s''}{T_{s,o} - T_{m,o}}$$

Supondo que a geração uniforme na parede forneça um fluxo térmico constante na superfície, com

$$q_s'' = \frac{q_{conv}}{\pi D_i L} = \dot{q}\frac{D_o^2 - D_i^2}{4D_i} = 10^6 \text{ W/m}^3\frac{(0{,}04^2 - 0{,}02^2)\,\text{m}^2}{4 \times 0{,}02 \text{ m}} = 1{,}5 \times 10^4 \text{ W/m}^2$$

temos que o coeficiente local na saída é

$$h_o = \frac{1{,}5 \times 10^4 \text{ W/m}^2}{(70 - 60)°\text{C}} = 1500 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad \triangleleft$$

Comentários:

1. Como as condições são de *escoamento completamente desenvolvido ao longo de todo o tubo*, o coeficiente local de convecção e a diferença de temperatura ($T_s - T_m$) são independentes de x para essa *condição de fluxo térmico constante*. Logo, $h = 1500$ W/m² · K e ($T_s - T_m$) = 10°C ao longo de todo o comprimento do tubo. Na entrada a temperatura da superfície interna do tubo é então $T_{s,i} = 30$°C. As distribuições de temperatura para o fluido e para a superfície do tubo são mostradas na Fig. E17.6*b*.
2. Para a condição de fluxo térmico constante na superfície, a *forma exata* do perfil de temperatura na região de escoamento *completamente desenvolvido* não varia na direção do escoamento ($x_2 > x_1$) conforme ilustrado na Fig. E17.6*c*. Compare esse comportamento com o da *condição de temperatura constante na superfície*, Fig. 17.12*a*, onde é a forma *relativa* que permanece imutável na região de escoamento completamente desenvolvido.

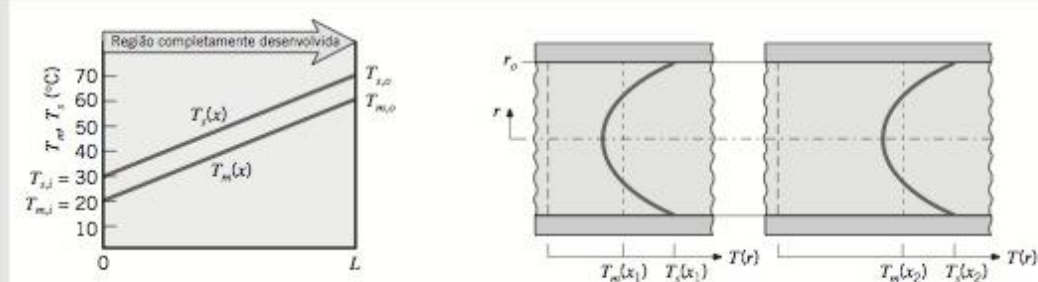



Figura E17.6b,c

CONDIÇÃO TÉRMICA: TEMPERATURA CONSTANTE NA SUPERFÍCIE, T_s

Os resultados para a taxa total de transferência de calor e a distribuição axial da temperatura média são totalmente diferentes para a condição de *temperatura constante na superfície* (Fig. 17.17). Definindo ΔT como $(T_s - T_m)$, a Eq. 17.52 pode ser expressa por

$$\frac{dT_m}{dx} = -\frac{d(\Delta T)}{dx} = \frac{P}{\dot{m}c_p} h \, \Delta T$$

Com $P/\dot{m}c_p$ constante, separamos as variáveis e integramos da entrada para a saída do tubo

$$\int_{\Delta T_i}^{\Delta T_o} \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -\frac{P}{\dot{m}c_p} \int_0^L h \, dx$$

ou

$$\ln \frac{\Delta T_o}{\Delta T_i} = -\frac{PL}{\dot{m}c_p} \left(\frac{1}{L} \int_0^L h \, dx \right)$$

Da definição do coeficiente médio da transferência de calor por convecção, Eq. 17.8, resulta que

$$\ln \frac{\Delta T_o}{\Delta T_i} = -\frac{PL}{\dot{m}c_p} \bar{h}_L \qquad [T_s = \text{constante}] \tag{17.55a}$$

onde $\bar{h}_L$, ou simplesmente $\bar{h}$, é o valor médio de h para todo o tubo. De forma alternativa, utilizamos a exponencial nos dois lados da equação

$$\frac{\Delta T_o}{\Delta T_i} = \frac{T_s - T_{m,o}}{T_s - T_{m,i}} = \exp\left(-\frac{PL}{\dot{m}c_p} \bar{h} \right) \qquad [T_s = \text{constante}] \tag{17.55b}$$

Se tivéssemos integrado de $x = 0$ até uma curta posição axial, obteríamos a *distribuição média de temperatura*, $T_m(x)$

$$\frac{T_s - T_m(x)}{T_s - T_{m,i}} = \exp\left(-\frac{Px}{\dot{m}c_p} \bar{h} \right) \qquad [T_s = \text{constante}] \tag{17.56}$$

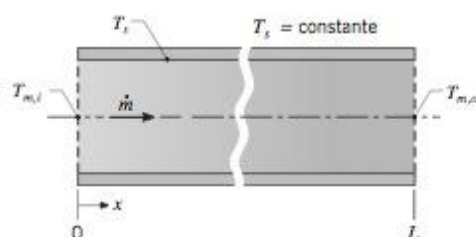



Figura 17.17 Escoamento interno através de um tubo circular com condição térmica de superfície correspondente à temperatura constante de superfície, T_s.

onde $\bar{h}$ é agora o valor médio de h da entrada do tubo até x. Esse resultado nos mostra que a diferença de temperatura $(T_s - T_m)$ *decresce exponencialmente* com a distância ao longo do eixo do tubo. As distribuições de temperatura axial na superfície e média são, dessa forma, conforme mostrado na Fig. 17.18.

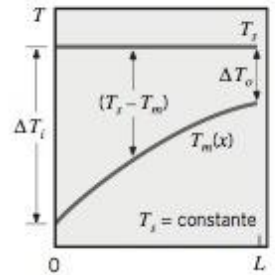
A determinação de uma expressão para a taxa total de transferência de calor q_{conv} é complicada pela natureza exponencial do decréscimo de temperatura. Representando a Eq. 17.48 na forma

$$q_{conv} = \dot{m}c_p[(T_s - T_{m,i}) - (T_s - T_{m,o})] = \dot{m}c_p(\Delta T_i - \Delta T_o)$$

e substituindo $\dot{m}c_p$ da Eq. 17.55a, obtemos a *equação da taxa de transferência de calor por convecção*

Figura 17.18

$$q_{conv} = \bar{h}A_s\Delta T_{lm} \qquad [T_s = \text{constante}] \tag{17.57}$$

onde A_s é a área da superfície do tubo ($A_s = P \cdot L$) e ΔT_{lm} é a ***média logarítmica da diferença de temperatura (MLDT)***

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_o / \Delta T_i)} \tag{17.58}$$

média logarítmica da diferença de temperatura (MLDT)

A Eq. 17.57 é uma forma da lei de Newton do resfriamento para todo o tubo, e ΔT_{lm} é a *média* da diferença de temperatura apropriada sobre o comprimento do tubo. A natureza logarítmica dessa diferença de temperatura média é devida à natureza exponencial do decréscimo de temperatura.

Uma variação comum da condição de temperatura constante na superfície anterior é a superfície externa do tubo estar exposta à temperatura de corrente livre de um fluido externo, T_∞. Esse caso será tratado na próxima seção.

EXEMPLO 17.7

CONDIÇÃO TÉRMICA: TEMPERATURA CONSTANTE DA SUPERFÍCIE, T_S

Vapor condensado na superfície externa de um tubo circular de parede fina de 50 mm de diâmetro e 6 m de comprimento mantém uma temperatura superficial uniforme de 100°C. Água escoa através do tubo a uma vazão mássica de $\dot{m}$ = 0,25 kg/s e suas temperaturas na entrada e na saída do tubo são $T_{m,i}$ = 15°C e $T_{m,o}$ = 57°C, respectivamente. Qual é o coeficiente médio de transferência de calor por convecção associado ao escoamento da água?

Solução

Dados: Vazão e temperaturas de entrada e saída da água escoando através de um tubo de dimensões e temperatura superficial especificadas.

Determinar: O coeficiente médio de transferência de calor por convecção.

Esquema e Dados Fornecidos:

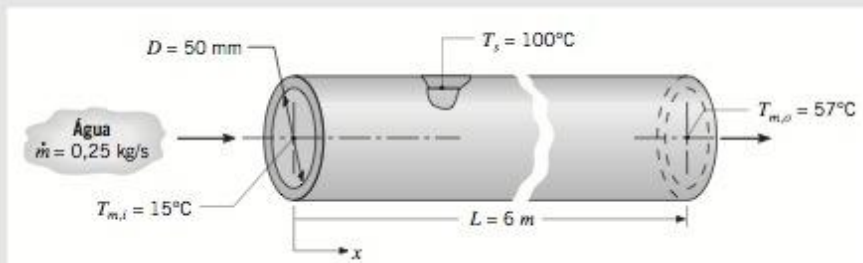



Figura E17.7

Hipóteses:

1. Resistência à convecção na superfície externa e resistência à condução na parede desprezíveis; logo a superfície interna do tubo está a uma temperatura T_s = 100°C.
2. Efeitos das energias potencial e cinética desprezíveis. Nenhum trabalho no eixo.
3. Propriedades constantes.

Propriedades: Tabela TC-5, água ($\bar{T}_m = (T_{m,i} + T_{m,o})/2 = 36°C = 309$ K): $c_p = 4178$ J/kg · K.

Análise: Combinando o balanço global de energia no tubo, Eq. 17.48, com a equação para a taxa de transferência de calor por convecção, Eq. 17.57, o coeficiente médio de transferência de calor por convecção é dado por

$$\bar{h} = \frac{\dot{m}c_p}{\pi DL}\frac{(T_{m,o} - T_{m,i})}{\Delta T_{lm}}$$

Da Eq. 17.58, a diferença média logarítmica é

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_s - T_{m,o}) - (T_s - T_{m,i})}{\ln[(T_s - T_{m,o})/(T_s - T_{m,i})]} = \frac{(100 - 57) - (100 - 15)}{\ln[(100 - 57)/(100 - 15)]} = 61{,}6°C$$

Desse modo, o coeficiente médio de transferência de calor por convecção é

$$\bar{h} = \frac{0{,}25 \text{ kg/s} \times 4178 \text{ J/kg} \cdot \text{K}}{\pi \times 0{,}05 \text{ m} \times 6 \text{ m}}\frac{(57 - 15)°C}{61{,}6°C} = 756 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad \triangleleft$$

Comentários: Observe que as propriedades utilizadas no balanço de energia e as correlações de convecção são avaliadas na temperatura *média* definida como $\bar{T}_m = (T_{m,i} + T_{m,o})/2$.

CONDIÇÃO TÉRMICA NA SUPERFÍCIE: FLUIDO EXTERNO (CD-ROM)

17.3.3 CORRELAÇÕES DE CONVECÇÃO PARA TUBOS: REGIÃO DE ESCOAMENTO COMPLETAMENTE DESENVOLVIDO

Para utilizar alguns dos resultados anteriores para escoamento interno, os coeficientes de transferência de calor por convecção devem ser conhecidos. Nesta seção apresentamos as correlações para a estimativa dos coeficientes para os *escoamentos laminar e turbulento completamente desenvolvidos* em *tubos circulares* e *não circulares*. As correlações para o escoamento interno encontram-se resumidas na Tabela 17.5 juntamente com um guia para facilitar a escolha para sua aplicação.

ESCOAMENTO LAMINAR

O problema de escoamento laminar ($\text{Re}_D < 2300$) em tubos vem sendo tratado teoricamente e os resultados podem ser utilizados para determinar os coeficientes de transferência de calor por convecção. Para o escoamento em um tubo *circular* caracterizado pelo *fluxo uniforme de calor na superfície* e *condições de escoamento laminar completamente desenvolvido*, o *número de Nusselt é uma constante*, independente de Re_D, de Pr e da posição axial,

$$\text{Nu}_D = \frac{hD}{k} = 4{,}36 \qquad [q_s'' = \text{constante}] \tag{17.61}$$

Quando a condição térmica da superfície for caracterizada por uma *temperatura de superfície constante*, os resultados são de forma semelhante, mas com um menor valor de número de Nusselt

$$\text{Nu}_D = \frac{hD}{k} = 3{,}66 \qquad [T_s = \text{constante}] \tag{17.62}$$

Ao utilizar essas equações para determinar h, a condutividade térmica deve ser avaliada em T_m.

Para aplicações que envolvam transporte por convecção em *tubos não circulares*, pelo menos como uma primeira aproximação, as correlações anteriores podem ser aplicadas pelo uso do ***diâmetro hidráulico*** como o comprimento característico

Tabela 17.4 Números de Nusselt para Escoamento Laminar Completamente Desenvolvido em Tubos Não-circulares para Condições de T_s e q''_s Constantes[a]

Seção Transversal	$\frac{b}{a}$	$Nu_D = \frac{hD_h}{k}$ Constante q''_s	Constante T_s
(círculo)	—	4,36	3,66
(retângulo a × b)	1,0	3,61	2,98
(retângulo a × b)	1,43	3,73	3,08
(retângulo a × b)	2,0	4,12	3,39
(retângulo a × b)	3,0	4,79	3,96
(retângulo a × b)	4,0	5,33	4,44
(retângulo a × b)	8,0	6,49	5,60
(placas paralelas)	∞	8,23	7,54
Aquecido / Isolado	∞	5,39	4,86
(triângulo)	—	3,11	2,47

[a]O aquecimento característico é o diâmetro, D_h, Eq. 17.63.

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \qquad (17.63)$$

diâmetro hidráulico

onde A_c e P são a área da seção transversal e o *perímetro molhado*, respectivamente. É esse diâmetro que deve ser utilizado no cálculo dos números de Reynolds e de Nusselt. Essa aproximação é menos precisa para tubos não circulares com seções transversais caracterizadas por arestas acentuadas. A Tabela 17.4 mostra as correlações que englobam tais casos para as mesmas condições térmicas de superfície associadas ao tubo circular.

Exemplo 17.9

Aplicação de Escoamento Laminar: Coletor Solar

Um conceito utilizado para a captação da energia solar consiste na colocação de um tubo no ponto focal de um refletor parabólico (concentrador) e o escoamento de um fluido através desse tubo.

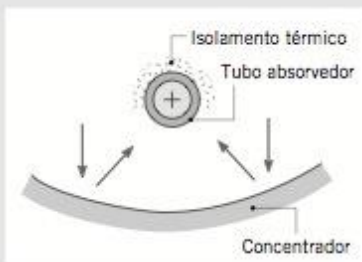



Figura E17.9a

O efeito líquido dessa configuração *pode ser* assemelhado ao da criação de uma condição de aquecimento uniforme na superfície do tubo. Isto é, o fluxo térmico resultante para o fluido, q''_s, pode ser considerado constante ao longo da circunferência e do eixo do tubo. Considere uma operação com um tubo de diâmetro $D = 60$ mm em um dia ensolarado no qual $q''_s = 2000$ W/m².

(a) Se água pressurizada entra no tubo a $\dot{m} = 0{,}01$ kg/s e $T_{m,i} = 20°C$, qual é o comprimento L necessário para obter uma temperatura de saída de 80°C?

(b) Qual é a temperatura da superfície na saída do tubo, onde condições de escoamento completamente desenvolvido podem ser admitidas?

Solução

Dados: Escoamento interno com fluxo térmico superficial uniforme.

Determinar

(a) O comprimento L do tubo para atingir o aquecimento exigido.

(b) A temperatura superficial $T_s(L)$ na seção de saída, $x = L$.

Esquema e Dados Fornecidos:

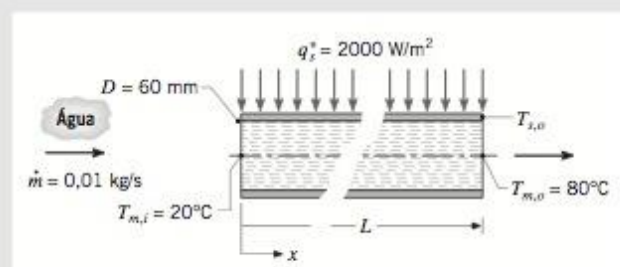



Figura E17.9b

Hipóteses:

1. Condições de regime permanente.
2. Escoamento incompressível com propriedades constantes.
3. Efeitos das energias potencial e cinética desprezíveis. Nenhum trabalho no eixo.
4. Propriedades constantes.
5. Condições de escoamento completamente desenvolvido na saída do tubo.

Propriedades: Tabela TC-5, água ($\overline{T}_m = (T_{m,i} + T_{m,o})/2 = 323$ K): $c_p = 4181$ J/kg · K. Tabela TC-5, água ($T_{m,o} = 353$ K): $k = 0{,}670$ W/m · K, $\mu = 353 \times 10^{-6}$ N · s/m², Pr = 2,2.

Análise:

(a) Para um fluxo térmico constante na superfície, a Eq. 17.53 pode ser utilizada com o balanço global de energia no tubo, Eq. 17.48, para obter

$$A_s = \pi D L = \frac{\dot{m} c_p (T_{m,o} - T_{m,i})}{q''_s} \qquad \text{ou} \qquad L = \frac{\dot{m} c_p}{\pi D q''_s}(T_{m,o} - T_{m,i})$$

Substituindo os valores numéricos, o comprimento necessário do tubo é

$$L = \frac{0{,}01 \text{ kg/s} \times 4181 \text{ J/kg} \cdot \text{K}}{\pi \times 0{,}060 \text{ m} \times 2000 \text{ W/m}^2}(80 - 20)°\text{C} = 6{,}65 \text{ m} \quad \triangleleft$$

(b) A temperatura da superfície na saída pode ser obtida a partir da lei do resfriamento de Newton, Eq. 17.45, onde

$$T_{s,o} = \frac{q''_s}{h} + T_{m,o}$$

Para determinar o coeficiente local de transferência de calor por convecção na saída do tubo, a natureza da condição de escoamento deve ser estabelecida em primeiro lugar. Da Eq. 17.37,

$$\text{Re}_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} = \frac{4 \times 0{,}01 \text{ kg/s}}{\pi \times 0{,}060 \text{ m}(352 \times 10^{-6} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2)} = 603$$

Portanto, o escoamento é laminar. Com as considerações de condições de escoamento completamente desenvolvido, a correlação apropriada de transferência de calor é a Eq. 17.61

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 4{,}36$$

e o coeficiente local é

$$h = 4{,}36\frac{k}{D} = 4{,}36\frac{0{,}670\ \text{W/m}\cdot\text{K}}{0{,}06\ \text{m}} = 48{,}7\ \text{W/m}^2\cdot\text{K}$$

A temperatura da superfície na saída do tubo é, então,

$$T_{s,o} = \frac{2000\ \text{W/m}^2}{48{,}7\ \text{W/m}^2\cdot\text{K}} + 80°\text{C} = 121°\text{C} \quad \triangleleft$$

Comentários: Para essa condição de escoamento laminar, da Eq. 17.41, encontramos o comprimento térmico de entrada, $(x_{fd}/D) = 0{,}05\ Re_D$, $Pr = 66{,}3$, enquanto $L/D = 110$. Assim, a consideração de condições de escoamento completamente desenvolvido é razoável. Como a água é pressurizada, admitimos que a ebulição local não ocorre ainda que $T_{s,o} > 100°C$.

ESCOAMENTO TURBULENTO

Uma expressão comumente utilizada para o cálculo do número de Nusselt *local* para *escoamento completamente desenvolvido* (hidrodinanicamente e termicamente) em um *tubo circular* liso é a *correlação de Dittus-Boelter* da forma

$$Nu_D = 0{,}023\, Re_D^{4/5}\, Pr^n \qquad \begin{bmatrix} 0{,}6 \le Pr \le 160 \\ Re_D \gtrsim 10.000 \\ \dfrac{L}{D} \gtrsim 10 \end{bmatrix} \tag{17.64}$$

onde $n = 0{,}4$ para aquecimento $(T_s > T_m)$ e 0,3 para resfriamento $(T_s < T_m)$. Essas correlações foram comprovadas experimentalmente para a faixa de condições mostradas entre colchetes. As correlações podem ser utilizadas para diferenças de temperaturas $(T_s - T_m)$ pequenas a moderadas com todas as propriedades avaliadas em $\overline{T}_m$. Para escoamentos caracterizados por elevadas variações de propriedades, a *correlação de Sieder-Tate* é recomendada

$$Nu_D = 0{,}027\, Re_D^{4/5}\, Pr^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0{,}14} \qquad \begin{bmatrix} 0{,}7 \le Pr \le 16.700 \\ Re_D \gtrsim 10.000 \\ \dfrac{L}{D} \gtrsim 10 \end{bmatrix} \tag{17.65}$$

onde todas as propriedades, com exceção de μ_s, são avaliadas em $\overline{T}_m$. As correlações anteriores podem ser aplicadas em *tubos não circulares* utilizando-se o diâmetro hidráulico, Eq. 17.63, como o comprimento característico para os números de Reynolds e de Nusselt. Como uma boa aproximação, as correlações anteriores podem ser aplicadas às *condições térmicas de fluxo constante de calor* e *temperatura constante de superfície*.

Embora as Eqs. 17.64 e 17.65 sejam facilmente aplicadas e sejam certamente satisfatórias para diversas finalidades, erros tão altos quanto 25% podem resultar de sua utilização. Esses erros podem ser reduzidos para menos de 10% pelo uso de correlações mais abrangentes ou de aplicação específica. Correlações que consideram propriedades altamente variáveis, efeitos de transição de regime laminar-turbulento e os efeitos da rugosidade da superfície encontram-se disponíveis na literatura.

Em muitas aplicações o comprimento do tubo irá exceder o comprimento térmico de entrada, $10 \leq (x_{fd}/D) \leq 60$. Logo, é quase sempre razoável considerarmos que o número médio de Nusselt para todo o tubo seja igual ao valor associado com a região de escoamento completamente desenvolvido, $\overline{Nu}_D \approx Nu_{D,fd}$. Para tubos curtos, $(x_{fd}/D) \leq 10$, será maior que $Nu_{D,fd}$, exigindo que os efeitos da região de entrada sejam considerados.

EXEMPLO 17.10

APLICAÇÕES DE ESCOAMENTO TURBULENTO: FORNECIMENTO DE ÁGUA QUENTE

Água escoa em regime permanente com uma vazão mássica de 2 kg/s através de um tubo de 40 mm de diâmetro com 4 m de comprimento. A água entra a 25°C e a temperatura do tubo é mantida a 95°C pela condensação de vapor na superfície externa. Determine a temperatura de saída da água e a taxa de transferência de calor para a água.

Solução

Dados: Vazão e temperatura de entrada da água passando através de um tubo de comprimento, diâmetro e temperatura superficial definidos.

Determinar: Temperatura de saída da água, $T_{m,o}$, e a taxa de transferência de calor para a água, q, para as condições prescritas.

Esquema e Dados Fornecidos:

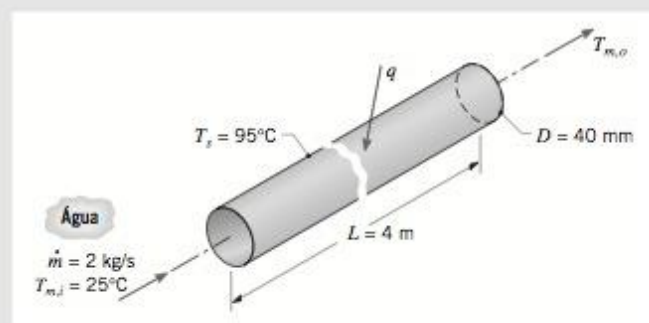



Figura E17.10

Hipóteses:

1. Condições de regime permanente.
2. Efeitos das energias potencial e cinética desprezíveis. Nenhum trabalho no eixo.
3. Propriedades constantes.
4. Condições de escoamento completamente desenvolvido com $L/D = 100$.

Propriedades: Tabela TC-5, água (admitindo $T_{m,o} = 50$°C; logo $\bar{T}m = (T_{m,o} + T_{m,i})/2 = 37,5°C \approx 310$ K: $c_p = 4178$ J/kg · K, $\mu = 695 \times 10^{-6}$ N · s/m², $k = 0,628$ W/m · K, Pr = 4,62. Tabela TC-5, água ($T_s = 95°C = 368$ K): $\mu_s = 296 \times 10^{-6}$ N · s/m².

Análise: Como a temperatura superficial é constante, a temperatura de saída da água $T_{m,o}$ pode ser calculada a partir da expressão da taxa de energia, Eq. 17.55*b*,

$$\frac{T_s - T_{m,o}}{T_s - T_{m,i}} = \exp\left(-\frac{PL}{\dot{m}c_p}\bar{h}\right) \tag{1}$$

Conhecendo $T_{m,o}$, a taxa de calor transferido para a água decorre do balanço global de energia, Eq. 17.48,

$$q = \dot{m}c_p(T_{m,o} - T_{m,i}) \tag{2}$$

Para selecionar uma correlação apropriada para a estimativa do coeficiente médio $\bar{h}$ de transferência de calor por convecção, calcule o número de Reynolds, Eq. 17.37, para caracterizar o escoamento

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D\mu} = \frac{4 \times 2 \text{ kg/s}}{\pi(0,040 \text{ m})695 \times 10^{-6} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2} = 9,16 \times 10^4$$

Como o escoamento é turbulento e com as considerações de condição de escoamento completamente desenvolvido, escolhemos a *correlação de Ditus-Boelter*, Eq. 17.64, com $n = 0{,}4$ como $T_s > T_m$

$$\overline{\mathrm{Nu}}_D = \frac{\bar{h}D}{k} = 0{,}023\,\mathrm{Re}_D^{4/5}\,\mathrm{Pr}^{0,4} = 0{,}023(9{,}16 \times 10^4)^{4/5}\,(4{,}62)^{0,4} = 396$$

$$\bar{h} = \frac{\overline{\mathrm{Nu}}_D k}{D} = \frac{396 \times 0{,}628\ \mathrm{W/m \cdot K}}{0{,}040\ \mathrm{m}} = 6210\ \mathrm{W/m^2 \cdot K}$$

Utilizando a expressão da taxa de energia, Eq. (1), com $P = \pi D$, encontramos $T_{m,o}$

$$\frac{95°\mathrm{C} - T_{m,o}}{95°\mathrm{C} - 25°\mathrm{C}} = \exp\left(\frac{-\pi(0{,}040\ \mathrm{m})4\ \mathrm{m}}{2\ \mathrm{kg/s} \times 4178\ \mathrm{J/kg \cdot K}}6210\ \mathrm{W/m^2 \cdot K}\right)$$

$$T_{m,o} = 46{,}8°\mathrm{C} \quad \triangleleft$$

Do balanço geral de energia, Eq. (2), a taxa de calor para a água é

$$q = 2\ \mathrm{kg/s} \times 4176\ \mathrm{J/kg \cdot K}\,(46{,}8 - 25)°\mathrm{C} = 182\ \mathrm{kW} \quad \triangleleft$$

Comentários:

1. Como o escoamento é turbulento e $L/D = 100$, a hipótese de condições de escoamento completamente desenvolvido é justificada conforme a Eq. 17.42.
2. Na utilização das relações de energia para todo o tubo, as propriedades são avaliadas na temperatura T_m. Desconhecendo $T_{m,o}$ na saída, supomos $T_{m,o} = 50°\mathrm{C}$ e utilizamos $\overline{T}_m = 310$ K. Isto foi uma boa estimativa como mostra a análise $\overline{T}_m = (T_{m,j} + T_{m,o})/2 = (25 + 46{,}8)°\mathrm{C}/2 = 309$ K. Para tal situação, percebemos que você deve repetir sua análise até que as temperaturas *estimadas* e *calculadas* estejam em correspondência satisfatória.
3. A correlação *Sieder-Tate*, Eq. 17.65, também pode ser apropriada para essa situação. Substituindo os valores numéricos, encontramos

$$\overline{\mathrm{Nu}}_D = 0{,}027\,\mathrm{Re}_D^{4/5}\,\mathrm{Pr}^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,14} = 0{,}027(9{,}16 \times 10^4)^{4/5}\,4{,}62^{1/3}\left(\frac{695 \times 10^{-6}}{695 \times 10^{-6}}\right)^{0,14} = 523$$

$$\bar{h} = \overline{\mathrm{Nu}}_D \frac{k}{D} = 523\,\frac{0{,}628\ \mathrm{W/m \cdot K}}{0{,}040\ \mathrm{m}} = 8214\ \mathrm{W/m \cdot K}$$

Utilizando as Eqs. (1) e (2), encontramos $T_{m,o} = 50{,}3°\mathrm{C}$ e $q = 212$ kW. Os resultados das duas correlações diferem aproximadamente de 15%, o que se encontra dentro da incerteza normalmente associada a essas correlações. Observe que todas as propriedades estão avaliadas em $\overline{T}_m$, exceto para μ_s que foi avaliado em T_s.

17.3.4 Guia para a Escolha das Correlações para Escoamento Interno

Mostramos nesta seção as correlações empíricas para estimar os coeficientes de transferência de calor por convecção para escoamentos laminares e turbulentos *completamente desenvolvidos* em tubos circulares e não circulares. Para sua conveniência na escolha das correlações apropriadas a seus problemas, as correlações recomendadas foram resumidas na Tabela 17.5. Como as condições específicas são associadas a cada uma das correlações, você deve lembrar as regras para a realização dos cálculos de convecção destacadas na Seção 17.1.3.

CONVECÇÃO LIVRE

17.4 Convecção Livre

Consideramos na seção anterior deste capítulo a transferência de calor por convecção em escoamentos de fluidos que se originam de uma condição *forçada externa*. Consideraremos agora situações para as quais

TABELA 17.5 Resumo das Correlações de Transferência de Calor por Convecção Forçada para Escoamentos Internos em Tubos Lisos Circulares[c]

Escoamento/Condições Térmicas da Superfície	Correlação[a,b]		Restrições na Aplicabilidade
Laminar, completamente desenvolvido, $(x_{fd}/D) > 0{,}05\ Re_D Pr$			
q''_s constante	$Nu_D = 4{,}36$	(17.61)	$Pr \geq 0{,}6$, $Re_D \leq 2300$
T_s constante	$Nu_D = 3{,}66$	(17.62)	$Pr \geq 0{,}6$, $Re_D \leq 2300$
Turbulento, completamente desenvolvido, $(x_{fd}/D) > 10$			
q''_s ou T_s constante (*Dittus-Boelter*)	$Nu_D = 0{,}023\ Re_D^{4/5}\ Pr^n$	(17.64)	$0{,}6 \leq Pr \leq 160$ $Re_D \geq 10.000$, $n = 0{,}4$ para $T_s > T_m$ e $n = 0{,}3$ para $T_s < T_m$
q''_s ou T_s constante (*Sieder-Tate*)	$Nu_D = 0{,}027\ Re_D^{4/5}\ Pr^{1/3} \left(\dfrac{\mu}{\mu_s}\right)^{0{,}14}$	(17.65)	$0{,}7 \leq Pr \leq 16.700$, $Re_D \gtrsim 10.000$

[a]As propriedades termofísicas nas Eqs. 17.61, 17.62 e 17.64 são baseadas na temperatura média, T_m. Se as correlações forem utilizadas para estimar o número *médio* de Nusselt sobre todo o comprimento do tubo, as propriedades devem ser baseadas na média das temperaturas médias, $\overline{T}_m = (T_{m,i} + T_{m,o})/2$.
[b]As propriedades termofísicas na Eq. 17.65 devem ser avaliadas em T_m ou $\overline{T}_m$, exceto para μ_s, que é avaliado na temperatura da parede do tubo, T_s ou $\overline{T}_s$.
[c]Para tubos de *seção transversal não circular*, utilize o diâmetro hidráulico, D_h, Eq. 17.63, como comprimento característico para os números de Reynolds e Nusselt. Os resultados para escoamento *laminar* completamente desenvolvido são fornecidos na Tabela 17.4. Para escoamento *turbulento*, a Eq. 17.64 pode ser utilizada como uma primeira aproximação.

não há movimento forçado, mas a transferência de calor ocorre devido às *correntes de convecção* que são induzidas pelas *forças de flutuação*, que surgem a partir das diferenças de massa específica causadas pelas variações de temperatura no fluido. A transferência de calor por esses meios é denominada convecção *livre* (ou *natural*).

Como as velocidades do escoamento com convecção livre são geralmente muito menores que as associadas aos escoamentos com convecção forçada, as taxas correspondentes de transferência de calor também são menores. Entretanto, em muitos sistemas térmicos, a convecção livre pode fornecer a maior resistência à transferência de calor e assim desempenhar um papel importante no projeto ou desempenho do sistema. A convecção livre é freqüentemente o modo preferido de transferência de calor por convecção, especialmente em sistemas eletrônicos, por razões de espaço limitado, operação livre de manutenção e custos operacionais reduzidos. A convecção livre influencia fortemente a transferência de calor de tubos, as linhas de transmissão, os transformadores, os aquecedores de piso, assim como as aplicações como aparelhos de som, televisão e laptops. Também é relevante para as ciências ambientais, onde é responsável pelos movimentos oceânicos e atmosféricos.

Começaremos considerando as origens físicas e a natureza dos escoamentos induzidos pela flutuação, e introduziremos as correlações empíricas para estimarmos os coeficientes de convecção para geometrias comuns.

17.4.1 ESCOAMENTOS E CONSIDERAÇÕES TÉRMICAS

Para ilustrar a natureza do desenvolvimento da camada limite nos escoamentos com convecção livre, vamos considerar a placa vertical aquecida (Fig. 17.20*a*) que se encontra imersa em um *fluido* refrigerante *extensivo quiescente*. Um meio extensivo é, em princípio, um meio infinito, e um fluido quiescente é aquele que está em repouso exceto nas vizinhanças da superfície.

Como a placa é mais quente que o fluido, $T_s > T_\infty$, o fluido próximo à placa tem massa específica menor que o fluido na região quiescente. O gradiente de massa específica do fluido e o campo gravitacional criam a força de flutuação, que induz a *camada limite do escoamento* com convecção livre na qual o fluido aquecido sobe. A camada limite cresce à proporção que mais fluido da região em repouso vai sendo envolvido (arrastado). A *distribuição resultante de velocidade* está ilustrada na Fig. 17.20*a*. A velocidade é nula na

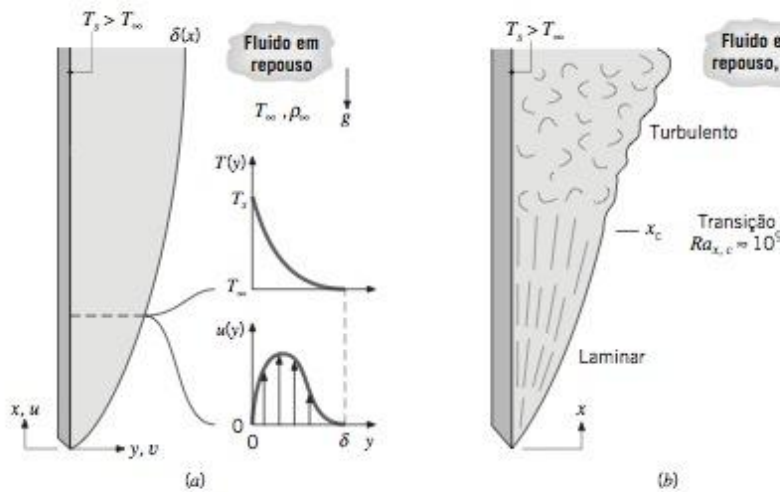



Figura 17.20 Desenvolvimento da camada limite em uma placa vertical aquecida. (*a*) Perfis de velocidade e temperatura na camada limite para a posição x. (*b*) Condições de escoamento de transição da camada limite.

superfície (condição sem deslizamento), como foi no caso para a convecção forçada. Com o aumento da distância y da placa, a velocidade aumenta até um valor máximo e então decresce para zero conforme $y \to \infty$ na região quiescente. Observe também que além do valor máximo da velocidade o gradiente de velocidade decresce e se torna zero (condição sem cisalhamento). Essas condições definem a espessura $\delta(x)$ da camada limite.

Na convecção livre, os escoamentos com camadas limites hidrodinâmica e térmica são *acoplados*: os efeitos térmicos induzem escoamento que, por sua vez, afeta a distribuição de temperatura. Essa situação é oposta ao escoamento com convecção forçada onde as condições hidrodinâmicas controlam o transporte de energia. A *distribuição de temperatura* associada à distribuição de velocidade é mostrada na Fig. 17.20*a*. Em $y = 0$, o fluido encontra-se na temperatura de superfície, T_s, e o perfil apresenta um gradiente acentuado na superfície ($y = 0$), que decresce na direção y à proporção que a temperatura decresce finalmente até a temperatura do fluido em repouso, T_∞. Note também que o gradiente de temperatura se torna finalmente zero, correspondente à ausência de transferência de calor na região em repouso.

O *coeficiente de transferência de calor por convecção* se relaciona com o gradiente de temperatura no fluido na superfície da mesma maneira como vimos para a convecção forçada. Isto é, gradientes acentuados são associados a camadas limites mais finas e maiores fluxos de calor. Para a placa vertical da Fig. 17.20*a*, esperamos que o coeficiente de transferência de calor por convecção seja maior próximo ao bordo de ataque ($x = 0$) e decresça com x.

Como nos escoamentos com convecção forçada, os escoamentos com convecção livre podem estar submetidos a instabilidades que provocam distúrbios a serem amplificados, levando à transição de escoamento *laminar* em *turbulento* (Fig. 17.20*b*). A transição em uma camada limite no escoamento com convecção livre depende da magnitude relativa das forças de flutuação e das forças viscosas no fluido. É usual correlacionarmos a ocorrência da transição em termos do número de Rayleigh, que é o produto do número de Grashof pelo número de Prandtl. Para as placas verticais, o ***número crítico de Raylegh*** é

$$\mathrm{Ra}_{x,c} = \mathrm{Gr}_{x,c}\,\mathrm{Pr} = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)x_c^3}{\nu\alpha} \approx 10^9 \tag{17.66}$$

O parâmetro adimensional que desempenha o papel de caracterizar os escoamentos com convecção livre é o *número de Grashof* (ver também Tabela 17.1)

$$\mathrm{Gr}_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \tag{17.67}$$

que indica a *razão entre as forças de flutuação e as forças viscosas*. Os parâmetros-chave relacionados à flutuação são a diferença de temperatura, $(T_s - T_\infty)$ ou, se for um processo de aquecimento, $(T_\infty - T_s)$, e o ***coeficiente volumétrico de expansão térmica***

coeficiente volumétrico de expansão térmica

$$\beta = -\frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p \tag{17.68}$$

que é uma propriedade termodinâmica que relaciona a variação de massa específica com a temperatura. Para um gás ideal, $\rho = p/RT$, e segue que

$$\beta = -\frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p = \frac{1}{\rho}\frac{p}{RT^2} = \frac{1}{T} \tag{17.69}$$

onde T é a temperatura *absoluta*. Para os líquidos e gases não ideais, β deve ser obtido das tabelas apropriadas (ver Apêndices TC-4 e TC-5).

Para os escoamentos com convecção livre, esperamos que o coeficiente de transferência de calor por convecção possa ser representado por equações funcionais da forma

$$\overline{\text{Nu}}_L = f(\text{Gr}_L, \text{Pr})$$

A barra superior indica uma média sobre a superfície da geometria imersa de comprimento característico L. As correlações empíricas apropriadas mais comuns para os cálculos de engenharia têm a forma

$$\overline{\text{Nu}}_L = \frac{\bar{h}L}{k} = C\,\text{Ra}_L^n \tag{17.70}$$

onde o *número de Rayleigh*

$$\text{Ra}_L = \text{Gr}_L\,\text{Pr} = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \tag{17.71}$$

é baseado no comprimento característico L da geometria. Geralmente, $n = 1/4$ e $1/3$ para escoamentos laminar e turbulento, respectivamente. Para o escoamento turbulento resulta, então, das Eqs. 17.70 e 17.71, que $\bar{h}_L$ é independente de L. Observe que todas as propriedades são calculadas na *temperatura de filme*, $Tf \equiv (T_s + T_\infty)/2$.

Consideraremos agora as formas específicas das correlações para as geometrias imersas das placas vertical e horizontal, do cilindro longo horizontal e da esfera. As correlações recomendadas encontram-se resumidas nos finais dessas seções na Tabela 17.6.

17.4.2 CORRELAÇÕES: PLACA VERTICAL

As expressões da forma fornecida pela Eq. 17.70 foram desenvolvidas para a placa vertical

$$\overline{\text{Nu}}_L = 0{,}59\,\text{Ra}_L^{1/4} \qquad [10^4 \le \text{Ra}_L \le 10^9] \tag{17.72}$$

$$\overline{\text{Nu}}_L = 0{,}10\,\text{Ra}_L^{1/3} \qquad [10^9 \le \text{Ra}_L \le 10^{13}] \tag{17.73}$$

A *correlação de Churchill-Chu* pode ser aplicada sobre toda a faixa de Ra_L e tem a forma

$$\overline{\text{Nu}}_L = \left\{0{,}825 + \frac{0{,}387\,\text{Ra}_L^{1/6}}{[1 + (0{,}492/\text{Pr})^{9/16}]^{8/27}}\right\}^2 \tag{17.74}$$

Embora a Eq. 17.74 seja apropriada para a maioria dos cálculos de engenharia, uma precisão ligeiramente melhor pode ser obtida para *escoamento laminar* utilizando

$$\overline{\mathrm{Nu}}_L = 0{,}68 + \frac{0{,}670\,\mathrm{Ra}_L^{1/4}}{[1 + (0{,}492/\mathrm{Pr})^{9/16}]^{4/9}} \qquad [\mathrm{Ra}_L \lesssim 10^9] \tag{17.75}$$

Os resultados anteriores podem ser aplicados para cilindros *verticais* de altura L, se a espessura da camada limite δ for muito menor que o diâmetro do cilindro D, uma condição que é geralmente satisfeita quando $(D/L) \geq (35/\mathrm{Gr}_L{}^{1/4})$.

Para escoamento *laminar* de gases (Pr = 0,7), a espessura da camada limite ($\delta \approx \delta_t$) pode ser estimada utilizando a expressão

$$\frac{\delta}{x} = 6(\mathrm{Gr}_x/4)^{-1/4} \qquad [\mathrm{Pr} = 0{,}7,\ \mathrm{Ra}_L \leq 10^9] \tag{17.76}$$

EXEMPLO 17.11

PLACA VERTICAL: PROTEÇÃO DE VIDRO PARA CHAMAS

Um anteparo de vidro, usado em frente a uma lareira para reduzir o arraste do ar ambiente através da chaminé, tem uma altura de 0,71 m e uma largura de 1,02 m e atinge uma temperatura de 232°C. Se a temperatura do ambiente é 23°C, estime a taxa de calor por convecção do anteparo para a sala.

Solução

Dados: Anteparo de vidro na abertura de uma lareira.

Determinar: A transferência de calor por convecção livre entre o anteparo e o ar ambiente.

Esquema e Dados Fornecidos:

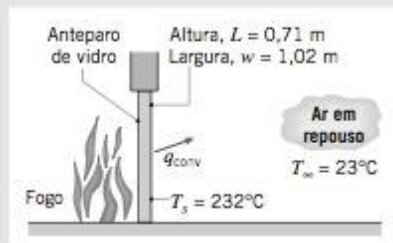



Figura E17.11

Hipóteses:

1. A proteção encontra-se a uma temperatura uniforme, T_s.
2. O ar ambiente encontra-se em repouso.
3. Propriedades constantes.

Propriedades: Tabela TC-3, ar ($T_f = (T_s + T_\infty)/2 = 400$ K): $k = 33{,}8 \times 10^{-3}$ W/m · K, $\nu = 26{,}4 \times 10^{-6}$ m²/s, $\alpha = 38{,}3 \times 10^{-6}$ m²/s, Pr = 0,690, $\beta = (1/T_f) = 0{,}0025$ K^{-1}.

Análise: A taxa de transferência de calor por convecção livre do anteparo para o ambiente é dada pela lei do resfriamento de Newton

$$q = \bar{h} A_s (T_s - T_\infty)$$

onde $\bar{h}$ pode ser obtido do número de Rayleigh. Utilizando a Eq. 17.71,

$$\mathrm{Ra}_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\alpha\nu}$$

$$\mathrm{Ra}_L = \frac{9{,}8\ \mathrm{m/s^2}\ (1/400\ \mathrm{K})(232 - 23)^\circ\mathrm{C} \times (0{,}71\ \mathrm{m})^3}{(38{,}3 \times 10^{-6}\ \mathrm{m^2/s})(26{,}4 \times 10^{-6}\ \mathrm{m^2/s})} = 1{,}813 \times 10^9$$

e, da Eq. 17.66, resulta que a transição para a turbulência ocorre no anteparo. Utilizando a correlação de *Churchill-Chu*, Eq. 17.74, e substituindo o número de Rayleigh, encontramos

$$\overline{\mathrm{Nu}}_L = \left\{0{,}825 + \frac{0{,}387\,\mathrm{Ra}_L^{1/6}}{[1 + (0{,}492/\mathrm{Pr})^{9/16}]^{8/27}}\right\}^2$$

$$\overline{\mathrm{Nu}}_L = \left\{0{,}825 + \frac{0{,}387(1{,}813 \times 10^9)^{1/6}}{[1 + (0{,}492/0{,}690)^{9/16}]^{8/27}}\right\}^2 = 147$$

Logo, o coeficiente médio de transferência de calor por convecção é

$$\bar{h} = \frac{\overline{\mathrm{Nu}}_L\, k}{L} = \frac{147(33{,}8 \times 10^{-3}\ \mathrm{W/m \cdot K})}{0{,}71\ \mathrm{m}} = 7{,}0\ \mathrm{W/m^2 \cdot K}$$

e a transferência de calor por convecção livre entre o anteparo e o ar ambiente é

$$q = 7{,}0\ \mathrm{W/m^2 \cdot K}(1{,}02 \times 0{,}71)\mathrm{m^2}\,(232 - 23)^\circ\mathrm{C} = 1060\ \mathrm{W} \quad \triangleleft$$

Comentários:

1. Se $\bar{h}$ fosse calculado utilizando a correlação mais simples da Eq. 17.73, obteríamos $\bar{h} = 5{,}8\ \mathrm{W/m^2 \cdot K}$ e a previsão poderia ser aproximadamente 20% menor que o resultado anterior. Essa diferença está dentro da incerteza normalmente associada ao uso de tais correlações.
2. Os efeitos da transferência de calor por radiação são geralmente significativos em relação à convecção livre. Utilizando a equação da taxa de transferência de calor por radiação, Eq. 15.7, e admitindo $\varepsilon = 1{,}0$ para a superfície do vidro e $T_{viz} = 23°C$, a taxa líquida de transferência de calor por radiação entre o anteparo e a vizinhança é

$$q_{rad} = \varepsilon A_s \sigma (T_s^4 - T_{viz}^4) = 1(1{,}02 \times 0{,}71)\mathrm{m^2}\,(5{,}67 \times 10^{-8}\ \mathrm{W/m^2 \cdot K^4})\,(505^4 - 296^4)\mathrm{K^4}$$

$$q_{rad} = 2355\ \mathrm{W}$$

O coeficiente linearizado de radiação é dado pela Eq. 15.9

$$h_{rad} = \varepsilon\sigma(T_s + T_{viz})(T_s^2 + T_{viz}^2) = 1(5{,}67 \times 10^5\ \mathrm{W/m^2 \cdot K^4})(505 + 296)(505^2 + 296^2)\mathrm{K^3}$$

$$h_{rad} = 15{,}6\ \mathrm{W/m^2 \cdot K}$$

Observe que o coeficiente de radiação (taxa de transferência de calor por radiação) é mais que duas vezes o coeficiente de convecção (taxa de transferência de calor por convecção) para essa aplicação.

17.4.3 CORRELAÇÕES: A PLACA HORIZONTAL

Para uma placa vertical, aquecida (ou resfriada) em relação a um fluido ambiente, a placa encontra-se alinhada com o campo gravitacional e uma força de flutuação induz o movimento do fluido na direção ascendente (ou descendente). Se a placa for *horizontal*, a força de flutuação é normal à superfície. Os padrões de escoamento e a taxa de transferência de calor dependem fortemente de a superfície ser quente *ou* fria *e* de estar voltada para cima *ou* para baixo. Essas quatro combinações e as características gerais de suas correntes de convecção estão representadas na Fig. 17.21.

Para uma *superfície quente voltada para baixo* (Caso A) e uma *superfície fria voltada para cima* (Caso B), a tendência do fluido de ascender e descender, respectivamente, é impedida pela placa. O fluido deve se mover horizontalmente antes que ele possa ascender ou descender das extremidades da placa e a transferência de calor por convecção é um tanto ineficaz.

Para uma *superfície quente voltada para baixo* (Caso C) e uma *superfície fria voltada para cima* (Caso D), o fluido é conduzido pelas parcelas de fluido ascendentes e descendentes, respectivamente. A conservação de massa determina que o fluido quente ascendente (fluido frio descendente) de uma superfície seja substituído pelo fluido frio descendente (fluido quente ascendente) do ambiente, e a transferência de calor é muito mais eficiente que nos casos A e B.

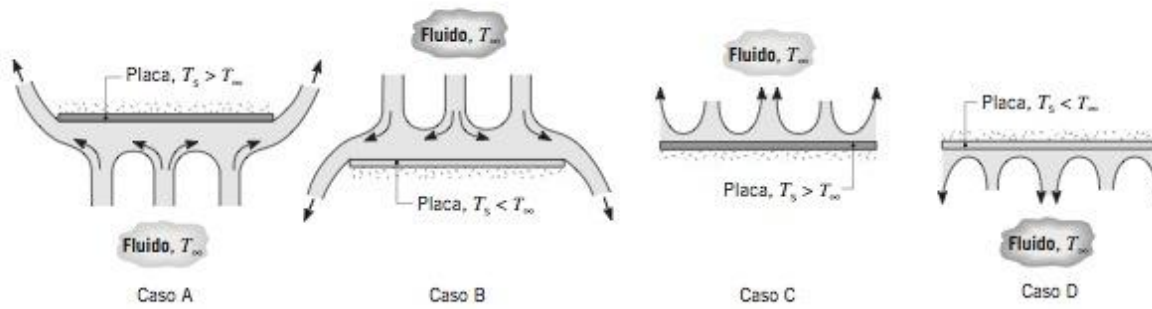



Figura 17.21 Escoamentos de convecção livre induzidos pelo empuxo para placas horizontais quente ($T_s > T_\infty$) e fria ($T_s < T_\infty$): Caso A – Superfície quente voltada para baixo, Caso B – Superfície fria voltada para cima, Caso C – Superfície quente voltada para cima e Caso D – Superfície fria voltada para baixo.

As correlações amplamente utilizadas para placas horizontais correspondentes a esses arranjos usam o *comprimento característico L* definido como

$$L = \frac{A_s}{P} \tag{17.77}$$

onde A_s e P são a área da superfície e o perímetro da placa, respectivamente. As correlações recomendadas para o número médio de Nusselt são

Superfície Quente Voltada para Baixo ou Superfície Fria Voltada para Cima (Casos A e B)

$$\overline{\mathrm{Nu}}_L = 0{,}27\,\mathrm{Ra}_L^{1/4} \qquad [10^5 \lesssim \mathrm{Ra}_L \lesssim 10^{10}] \tag{17.78}$$

Superfície Quente Voltada para Cima ou Superfície Fria Voltada para Baixo (Casos C e D)

$$\overline{\mathrm{Nu}}_L = 0{,}54\,\mathrm{Ra}_L^{1/4} \qquad [10^4 \lesssim \mathrm{Ra}_L \lesssim 10^7] \tag{17.79}$$

$$\overline{\mathrm{Nu}}_L = 0{,}15\,\mathrm{Ra}_L^{1/3} \qquad [10^7 \lesssim \mathrm{Ra}_L \lesssim 10^{11}] \tag{17.80}$$

EXEMPLO 17.12

PLACA HORIZONTAL: RESFRIAMENTO DE UM EQUIPAMENTO ELETRÔNICO ENCAPSULADO

Um conjunto de componentes eletrônicos que dissipam calor é montado na parte inferior de uma placa horizontal de liga de alumínio com 1,2 m por 1,2 m ($\varepsilon = 0{,}25$), enquanto a parte superior é resfriada por convecção livre com o ar ambiente em repouso a $T_\infty = 300$ K e por troca de calor por radiação com a vizinhança a $T_{\text{viz}} = 300$ K. A placa é suficientemente espessa para garantir uma temperatura aproximadamente uniforme da superfície superior e é fixada a um invólucro termicamente bem isolado.

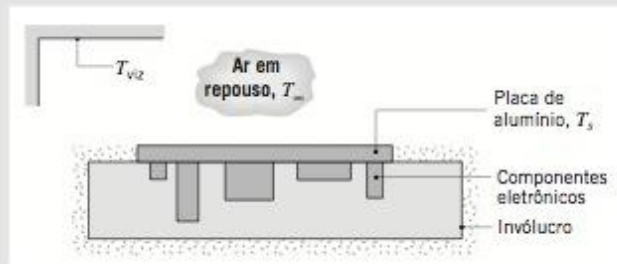



Figura E17.12a

Se a temperatura da placa não deve exceder 57°C, qual é a máxima dissipação de calor permitida nos componentes eletrônicos?

Solução

Dados: Placa horizontal submetida a trocas térmicas por convecção livre e por radiação; temperatura máxima permitida.
Determinar: A máxima dissipação de potência elétrica, P_{ele}, permitida.

Esquema e Dados Fornecidos:

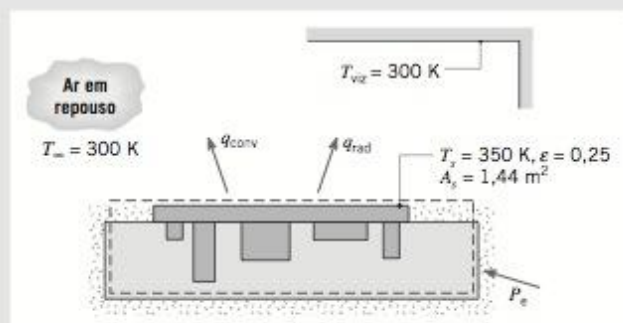



Figura E17.12b

Hipóteses:

1. Condições de regime permanente.
2. A placa é isotérmica.
3. Transferência de calor desprezível das outras superfícies do invólucro.
4. Troca por radiação ocorre entre um objeto cinzento pequeno (placa) e uma grande vizinhança isotérmica.
5. Propriedades constantes.

Propriedades: Tabela TC-3, ar (T_f = 325 K, 1 atm): $\nu = 18{,}4 \times 10^{-6}$ m²/s, $k = 0{,}028$ W/m · K, $\alpha = 26{,}2 \times 10^{-6}$ m²/s.

Análise: A partir de um balanço global de energia no invólucro e na placa, a dissipação de potência elétrica é a soma das taxas de transferência de calor por convecção livre e trocas térmicas por radiação (Eq. 15.7)

$$P_e = q_{conv} + q_{rad}$$
$$P_e = \bar{h}A_s(T_s - T_\infty) + \varepsilon A_s \sigma(T_s^4 - T_{viz}^4)$$

Para a convecção livre na placa horizontal, o comprimento característico da Eq. 17.77 é

$$L = A_s/P = (1{,}2 \times 1{,}2\ \text{m}^2)/(4 \times 1{,}2\ \text{m}) = 0{,}3\ \text{m}$$

e, da Eq. 17.71, o número de Rayleigh com $\beta = 1/T_f$ (Eq. 17.69) é

$$\text{Ra}_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} = \frac{9{,}8\ \text{m/s}^2(325\ \text{K})^{-1}\,(50\ \text{K})\,(0{,}3\ \text{m})^3}{(18{,}4 \times 10^{-6}\ \text{m}^2/\text{s})\,(26{,}2 \times 10^{-6}\ \text{m}^2/\text{s})} = 8{,}44 \times 10^7$$

Utilizando a correlação da Eq. 17.80 para a *superfície quente voltada para cima* (caso C), encontramos o coeficiente médio de transferência de calor por convecção

$$\overline{\text{Nu}}_L = \frac{\bar{h}L}{k} = 0{,}15\,\text{Ra}_L^{1/3} = 0{,}15(8{,}44 \times 10^7)^{1/3} = 65{,}8$$

$$\bar{h}_L = 65{,}8\,\frac{0{,}028\ \text{W/m} \cdot \text{K}}{0{,}3\ \text{m}} = 6{,}2\ \text{W/m}^2 \cdot \text{K}$$

A potência elétrica permitida é

$$P_e = [6{,}1\ \text{W/m}^2 \cdot \text{K}(350 - 300)\text{K} + 0{,}25(5{,}67 \times 10^{-8}\ \text{W/m}^2 \cdot \text{K}^4)(350^4 - 300^4)\text{K}^4](1{,}44\ \text{m}^2)$$
$$P_e = 446\ \text{W} + 141\ \text{W} = 587\ \text{W}$$

Comentários: Observe que a transferência de calor por convecção livre e as trocas térmicas por radiação consistem em 76% e 24%, respectivamente, da taxa total de calor. Seria então benéfico aplicar um revestimento de alta emissividade na placa como forma de intensificar a transferência de calor por radiação e, desse modo, a potência elétrica permitida.

17.4.4 CORRELAÇÕES: O CILINDRO HORIZONTAL E A ESFERA

Figura 17.22

Conforme mostrado na Fig. 17.22, para um *cilindro* aquecido, o desenvolvimento da camada limite se inicia em $\theta = 0°$ e termina em $\theta < 180°$ com a formação de uma *pluma* ascendente a partir do cilindro. Se o escoamento permanecer laminar sobre toda a superfície, a distribuição do coeficiente local de convecção é caracterizado por um máximo em $\theta = 0°$, e decresce com o aumento de θ. Esse decréscimo uniforme pode ser interrompido para números de Rayleigh suficientemente grandes ($Ra_D \geq 10^9$) pela ocorrência da transição para turbulento na camada limite. Se o cilindro estiver mais frio que o fluido ambiente, a *pluma* desce a partir do cilindro.

Expressões da forma dada pela Eq. 17.70 para faixas de números de Rayleigh prescritos foram desenvolvidas por *Morgan*, para o *cilindro horizontal longo*:

$$\overline{Nu}_D = 0{,}850\,Ra_D^{0{,}188} \qquad [10^2 \leq Ra_D \leq 10^4] \tag{17.81}$$

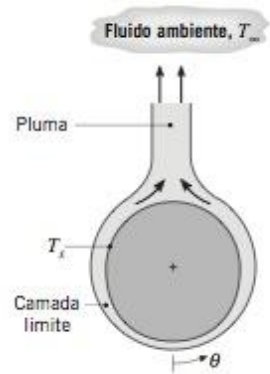
$$\overline{Nu}_D = 0{,}480\,Ra_D^{0{,}250} \qquad [10^4 \leq Ra_D \leq 10^7] \tag{17.82}$$

$$\overline{Nu}_D = 0{,}125\,Ra_D^{0{,}333} \qquad [10^7 \leq Ra_D \leq 10^{12}] \tag{17.83}$$

Por outro lado, a correlação de *Churchill-Chu* é recomendada para uma ampla faixa de números de Rayleigh.

$$\overline{Nu}_D = \left\{0{,}60 + \frac{0{,}387\,Ra_D^{1/6}}{[1 + (0{,}559/Pr)^{9/16}]^{8/27}}\right\}^2 \quad [Ra_D \lesssim 10^{12}] \tag{17.84}$$

O desenvolvimento da camada limite para uma *esfera* isotérmica é semelhante ao do cilindro com a formação de uma pluma. A correlação de *Churchill-Chu* é recomendada para a estimativa do coeficiente médio de transferência de calor por convecção.

$$\overline{Nu}_D = 2 + \frac{0{,}589\,Ra_D^{1/4}}{[1 + (0{,}469\,Pr)^{9/16}]^{4/9}} \qquad [Pr \geq 0{,}7,\ Ra_D \lesssim 10^{11}] \tag{17.85}$$

EXEMPLO 17.13

CILINDRO HORIZONTAL: LINHA DE VAPOR DE ALTA PRESSÃO

Uma tubulação horizontal por onde escoa vapor d'água a alta pressão e que possui um diâmetro externo de 0,1 m atravessa uma grande sala cujas paredes e o ar ambiente se encontram a 23°C. A superfície externa da tubulação está a uma temperatura de 165°C e possui uma emissividade $\varepsilon = 0{,}85$. Estime a perda térmica na tubulação por unidade de comprimento do tubo.

Solução

Dados: Temperatura superficial de uma tubulação horizontal de vapor.

Determinar: Transferência de calor q' (W/m) do tubo por unidade de comprimento.

Esquema e Dados Fornecidos:

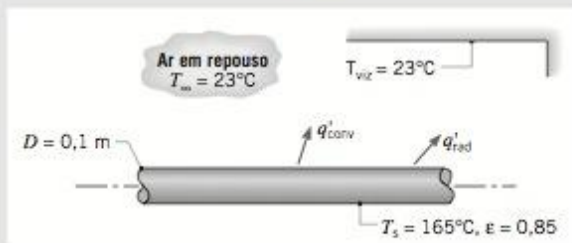



Figura E17.13

Hipóteses:

1. A área da superfície da tubulação é pequena comparada com a vizinhança.

2. O ar da sala encontra-se em repouso.

3. Troca por radiação ocorre entre uma pequena superfície cinzenta (tubo) e um grande ambiente isotérmico.
4. Propriedades constantes.

Propriedades: Tabela TC-3, ar (T_f = 367 K): k = 0,0313 W/m · K, $\nu = 22{,}8 \times 10^{-6}$ m²/s, $\alpha = 32{,}8 \times 10^{-6}$ m²/s, Pr = 0,697, $\beta = 2{,}725 \times 10^{-3}$ K^{-1}.

Análise: A transferência total de calor por unidade de comprimento de tubo devida à convecção e à troca por radiação (Eq. 15.7) é

$$q' = q'_{conv} + q'_{rad} = \bar{h}\pi D(T_s - T_\infty) + \varepsilon\pi D\sigma(T_s^4 - T_{viz}^4)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção livre pode ser estimado com a *correlação de Churchill-Chu*, Eq. 17.84,

$$\overline{\mathrm{Nu}}_D = \left\{0{,}60 + \frac{0{,}387\,\mathrm{Ra}_D^{1/6}}{[1 + (0{,}559/\mathrm{Pr})^{9/16}]^{8/27}}\right\}^2$$

onde o número de Rayleigh da Eq. 17.71 é

$$\mathrm{Ra}_D = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D^3}{\nu\alpha}$$

$$\mathrm{Ra}_D = \frac{9{,}8\ \mathrm{m/s^2}(2{,}725 \times 10^{-3}\ \mathrm{K^{-1}})(165 - 23)^\circ\mathrm{C}\ (0{,}1\ \mathrm{m})^3}{(22{,}8 \times 10^{-6}\ \mathrm{m^2/s})(32{,}8 \times 10^{-6}\ \mathrm{m^2/s})} = 5{,}073 \times 10^6$$

Substituindo pelo número de Rayleigh na correlação, encontramos

$$\overline{\mathrm{Nu}}_D = \left\{0{,}60 + \frac{0{,}387(5{,}073 \times 10^6)^{1/6}}{[1 + (0{,}559/0{,}697)^{9/16}]^{8/27}}\right\}^2 = 23{,}3$$

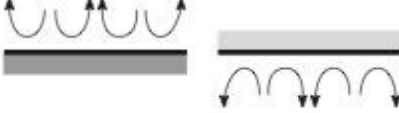
e o coeficiente médio de transferência de calor por convecção para o cilindro é

$$\bar{h} = \frac{k}{D}\overline{\mathrm{Nu}}_D = \frac{0{,}0313\ \mathrm{W/m\cdot K}}{0{,}1\ \mathrm{m}} \times 23{,}3 = 7{,}29\ \mathrm{W/m^2\cdot K}$$

A taxa total de transferência de calor do tubo é

$$q' = 7{,}29\ \mathrm{W/m^2\cdot K}\ (\pi \times 0{,}1\ \mathrm{m})(165 - 23)^\circ\mathrm{C} + 0{,}85\ (\pi \times 0{,}1\ \mathrm{m})(5{,}67 \times 10^{-8}\ \mathrm{W/m^2\cdot K^4})(438^4 - 296^4)\ \mathrm{K^4}$$

$$q' = (325 + 441)\ \mathrm{W/m} = 766\ \mathrm{W/m} \ \triangleleft$$

Comentários:

1. Observe que a transferência de calor por convecção livre e as trocas térmicas por radiação consistem em 42% e 58%, respectivamente, da taxa total de calor. Seria benéfico aplicar um revestimento de baixa emissividade na placa como forma de reduzir a transferência de calor por radiação e, assim, a transferência de calor da tubulação para o ambiente.
2. A Eq. 17.82 também poderia ser utilizada para estimar o número de Nusselt e o coeficiente de transferência de calor por convecção, resultando $\overline{\mathrm{Nu}}_D$ = 22,8 e $\bar{h}$ = 7,14 W/m² · K. Esses resultados estão em torno de 2% abaixo dos resultados anteriores. Geralmente esperamos diferenças entre resultados de correlações de 10 a 15%, ao invés das excelentes aproximações encontradas aqui.

17.4.5 GUIA PARA ESCOLHA DAS CORRELAÇÕES DE CONVECÇÃO LIVRE

Nesta seção apresentamos as correlações empíricas para estimar os coeficientes de transferência de calor por convecção para a transferência de calor por convecção livre para placas verticais e horizontais, cilindro horizontal e esfera. Para sua conveniência na escolha das correlações apropriadas para seus problemas, as correlações recomendadas estão resumidas na Tabela 17.6. Condições específicas estão associadas a cada uma das correlações e você deve seguir as regras para desenvolver os cálculos de convecção destacados na Seção 17.1.3.

TABELA 17.6 Resumo das Correlações de Convecção Livre para Geometrias Imersas

Geometria	Correlação Recomendada		Restrições
Placas verticais[a]	$\overline{Nu}_L = \left\{0{,}825 + \frac{0{,}387\,Ra_L^{1/6}}{[1 + (0{,}492/Pr)^{9/16}]^{8/27}}\right\}^2$	(17.74)	$Ra_L \lesssim 10^{13}$
Placas horizontais[b] Caso A ou B: Superfície quente para baixo ou superfície fria para cima	$\overline{Nu}_L = 0{,}27\,Ra_L^{1/4}$	(17.78)	$10^5 \lesssim Ra_L \lesssim 10^{10}$
Caso C ou D: Superfície quente para cima ou superfície fria para baixo	$\overline{Nu}_L = 0{,}54\,Ra_L^{1/4}$	(17.79)	$10^4 \lesssim Ra_L \lesssim 10^7$
	$\overline{Nu}_L = 0{,}15\,Ra_L^{1/3}$	(17.80)	$10^7 \lesssim Ra_L \lesssim 10^{11}$
Cilindro horizontal	$\overline{Nu}_D = \left\{0{,}60 + \frac{0{,}387\,Ra_D^{1/6}}{[1 + (0{,}559/Pr)^{9/16}]^{8/27}}\right\}^2$	(17.84)	$Ra_D \lesssim 10^{12}$
Esfera	$\overline{Nu}_D = 2 + \frac{0{,}589\,Ra_D^{1/4}}{[1 + (0{,}469\,Pr)^{9/16}]^{4/9}}$	(17.85)	$Ra_D \lesssim 10^{11}$; $Pr \gtrsim 0{,}7$

[a]A correlação pode ser aplicada a um cilindro vertical se $(D/L) \gtrsim (35/Gr_L^{1/4})$.

[b]O comprimento característico é definido como $L = A_s/P$, Eq. 17.77.

APLICAÇÃO DE CONVECÇÃO: TROCADORES DE CALOR

17.5 TROCADORES DE CALOR

O processo de troca de calor entre dois fluidos que estão a temperaturas diferentes e se encontram separados por uma parede sólida ocorre em muitas aplicações de engenharia. O dispositivo utilizado para implementar essa troca é conhecido por *trocador de calor*, e exemplos específicos de sua utilização podem ser encontrados no aquecimento de ambientes, no condicionamento de ar, na produção de energia, na recuperação de calor em processos e processamentos químicos.

Consideramos na Seção 5.3 a forma do balanço de energia para um volume de controle e sua aplicação a um trocador de calor (Exemplo 5.7). Estenderemos nesta seção a análise dos trocadores de calor para incluir a equação da taxa de convecção e demonstrar a metodologia para estimar o desempenho de um trocador de calor.

17.5.1 TIPOS DE TROCADOR DE CALOR

Trocadores de calor são geralmente classificados em função da *configuração do escoamento* e do *tipo de construção*. Nesta introdução, consideraremos três tipos que são representativos de uma ampla variedade de trocadores utilizados na prática industrial.

trocador de calor de tubos concêntricos

O trocador de calor mais simples é aquele em que os escoamentos dos fluidos quente e frio estão no mesmo sentido ou em sentidos opostos em uma construção do tipo ***tubo concêntrico*** (ou tubo duplo). No arranjo dito de *escoamento paralelo* da Fig. 17.23*a*, os fluidos quente e frio entram pela mesma extremidade, escoam no mesmo sentido e deixam o dispositivo também pela mesma extremidade. No arranjo em *contracorrente*, Fig. 17.23*b*, os fluidos entram no sistema por extremidades opostas, escoam em sentidos opostos e deixam o sistema por extremidades opostas.

trocador de calor casco e tubos

Uma configuração comum para instalações de potência e grandes aplicações industriais é o ***trocador de calor casco e tubos***, mostrado na Fig. 17.23c. Esse trocador tem um casco com múltiplos tubos, mas o escoamento se dá em um único passe através do casco. Chicanas são freqüentemente instaladas para aumentar o coeficiente de convecção do lado do casco pela indução de turbulência e por uma componente de velocidade de corrente cruzada.

trocador de calor de correntes cruzadas

O ***trocador de calor com correntes cruzadas***, Fig. 17.23*d*, é construído com uma pilha de placas finas fixadas a uma série de tubos em paralelo. As placas funcionam como aletas para intensificar a transferência de calor por convecção e garantir o escoamento cruzado sobre os tubos. Freqüentemente é um gás que escoa sobre a superfície das aletas e dos tubos enquanto um líquido escoa pelo tubo. Esses trocadores são utilizados para condicionadores de ar e aplicações de rejeição de calor de refrigeração.

17.5.2 Análise do Trocador de Calor: Balanços de Energia, Equação da Taxa, Coeficiente Global

Para estimar o desempenho de um trocador de calor, é necessário relacionar a taxa total de transferência de calor a parâmetros como vazão do fluido, temperaturas de entrada e de saída, coeficiente global de transferência de calor e área total da superfície de transferência de calor.

Balanços de Energia para os Fluidos. Considere a representação esquemática do trocador de calor mostrado na Fig. 17.24*a*. Supondo regime permanente, desprezando as variações de energia cinética e potencial, nenhum trabalho no eixo e nenhum calor perdido para a vizinhança, e encarando c_p como uma constante, o balanço da taxa de energia, Eq. 5.11b, se simplifica tornando-se

$$q = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \tag{17.86a}$$

$$q = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \tag{17.87a}$$

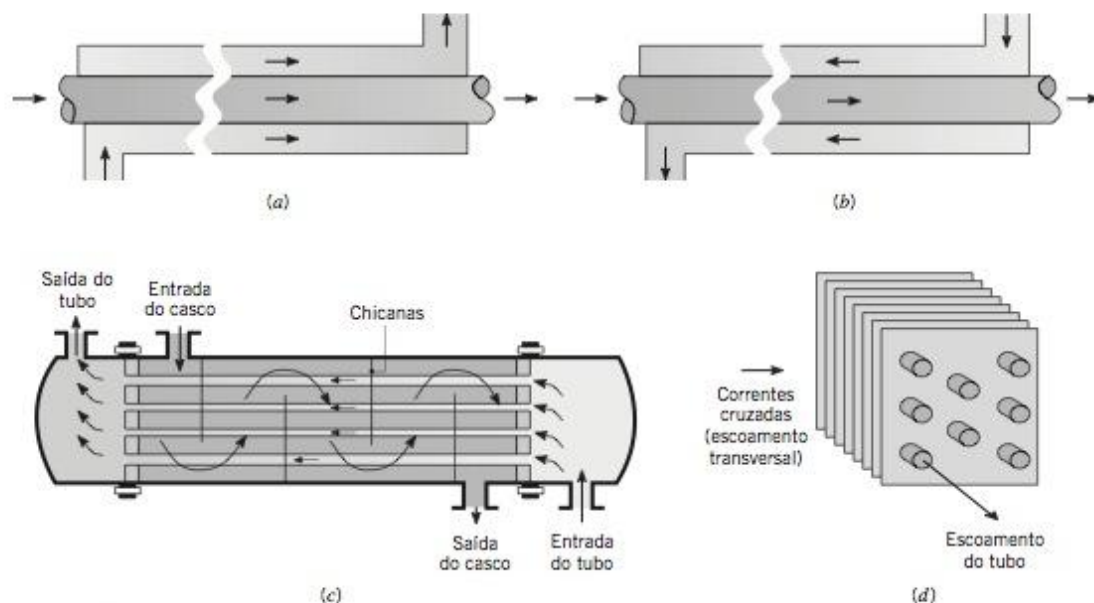



Figura 17.23 Tipos de trocadores de calor. Trocadores de calor de tubos concêntricos: (*a*) Escoamentos paralelos. (*b*) Escoamentos em contracorrente. (*c*) Trocador de calor casco e tubos com um passe no casco e um passe no tubo (mostrando quatro tubos, modo de operação de correntes cruzadas e escoamento em contracorrente). (*d*) Trocador de calor com escoamento de correntes cruzadas.

onde as temperaturas são as temperaturas *médias* do fluido e os índices h e c se referem aos fluidos quente e frio, respectivamente. Como antes, i e o designam as condições de entrada e saída do fluido. Observe que essas equações foram escritas de modo que a taxa de calor q é um valor positivo para os fluidos quente e frio.

As Eqs. 17.86a e 17.87a, representando os *balanços de energia nos fluidos*, podem ser expressas por

$$q = C_h(T_{h,i} - T_{h,o}) \tag{17.86b}$$

$$q = C_c(T_{c,o} - T_{c,i}) \tag{17.87b}$$

onde C_h e C_c são as ***taxas de capacidade calorífica*** (W/K), respectivamente,

$$C_h = \dot{m}_h c_{p,h} \qquad C_c = \dot{m}_c c_{p,c} \qquad (17.86c, 17.87c)$$

taxas de capacidade calorífica

Observe que essas equações são independentes da configuração do escoamento, do tipo de trocador, assim como das dimensões físicas (área de superfície).

Equação da Taxa por Convecção. Procuramos uma outra expressão para relacionar a taxa de calor a uma diferença apropriada de temperatura entre os fluidos quente e frio, onde

$$\Delta T = T_h - T_c \tag{17.88}$$

Essa expressão seria uma extensão da lei de Newton do resfriamento, com o *coeficiente global de transferência de calor U* utilizado no lugar do coeficiente de convecção simples.

Entretanto, como ΔT varia com a posição no trocador de calor, é necessário trabalhar com uma *equação da taxa de convecção* da forma

$$q = UA\Delta T_m \tag{17.89}$$

onde ΔT_m é uma *média diferença de temperatura* apropriada e A é a área da superfície pela troca de calor. Veremos mais tarde que essa expressão depende da configuração do trocador de calor e das condições de escoamento, assim como das dimensões físicas.

Coeficiente Global. A equação da taxa de convecção, Eq. 17.89, pode ser representada pelo circuito térmico mostrado na Fig. 17.24*b*, em termos das *resistências térmicas à convecção* nos lados dos fluidos quente e frio e da *resistência à condução da parede*. Segue que o *coeficiente global de transferência de calor por convecção* pode ser expresso por

$$\frac{1}{UA} = R_{\text{conv},h} + R_w + R_{\text{conv},c} \tag{17.90a}$$

$$\frac{1}{UA} = \left(\frac{1}{hA}\right)_h + R_w + \left(\frac{1}{hA}\right)_c \tag{17.90b}$$

Observe que o cálculo do produto UA pode ser baseado no *lado quente* ou no lado *frio* uma vez que

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_h A_h} = \frac{1}{U_c A_c} \tag{17.91}$$

Entretanto, uma escolha da área de superfície do *lado quente* ou *frio* deve ser especificada porque $U_h \neq U_c$ se $A_h \neq A_c$.

Os coeficientes de convecção para os lados quente e frio podem ser estimados utilizando-se as correlações empíricas apropriadas para a geometria e para as condições do escoamento. A resistência à condução R_w é obtida da Eq. 16.14 para uma parede plana ou da Eq. 16.32 para uma parede cilíndrica. Durante a operação normal do trocador de calor, as superfícies encontram-se sujeitas a incrustações devidas a impurezas dos fluidos, formação de ferrugem e deposição de resíduos que podem aumentar significativamente a resistência à transferência de calor entre os fluidos. Para tais situações, você poderia adicionar a *resistência das incrustações* (lado quente e/ou frio) na Eq. 17.90.

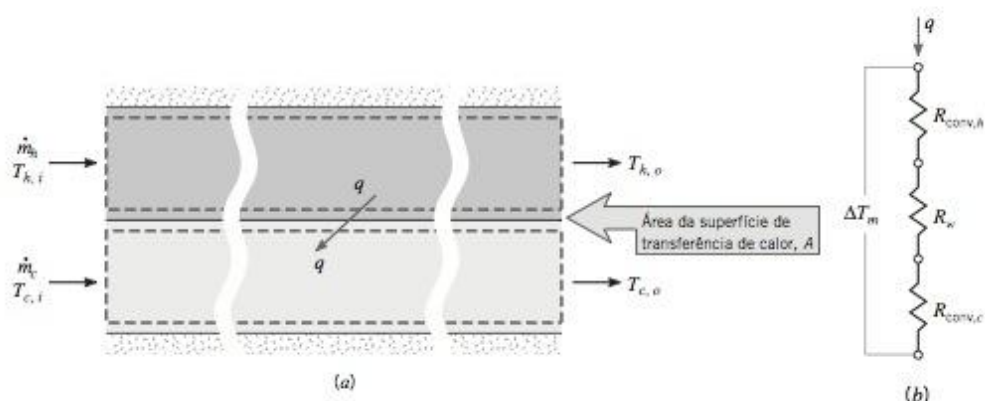



Figura 17.24 Análise de trocador de calor. (*a*) Balanços de energia para os fluidos quente e frio. (*b*) Equação da taxa de transferência de calor por convecção em termos das resistências térmicas para convecção e condução na parede e diferença média de temperatura para os fluidos.

Os *balanços de energia dos fluidos*, Eqs. 17.86 e 17.87, e a *equação da taxa de convecção*, Eq. 17.89, fornecem os meios para a realização da *análise do trocador de calor*. Todavia, antes que isso seja realizado, a forma específica de ΔT_m deve ser estabelecida. As formas apropriadas de ΔT_m para trocadores de calor com escoamento em paralelo e em contracorrente são apresentadas nas Seções 17.5.3 e 17.5.4, respectivamente.

17.5.3 Trocador de Calor com Escoamento em Paralelo

As distribuições de temperatura dos fluidos quente e frio associadas com um *trocador de calor com escoamento paralelo* são mostradas na Fig. 17.25. A diferença de temperatura ΔT é inicialmente muito grande, mas decresce rapidamente com o aumento de x, se aproximando assintoticamente de zero. É importante observar que, para tal trocador, *a temperatura de saída do fluido frio nunca excede à do fluido quente*. Na Fig. 17.25, os índices 1 e 2 indicam as extremidades opostas do trocador de calor. Essa *convenção* também é utilizada para o trocador de calor com escoamento em contracorrente considerado na Seção 17.5.4.

A forma apropriada da *diferença média de temperatura*, ΔT_m, para o trocador de calor com escoamento em paralelo pode ser determinada pela aplicação do balanço de energia a volumes (elementos) de controle diferenciais nos fluidos quente e frio conforme mostrado na dedução a seguir.

Média Logarítmica da Diferença de Temperatura: Dedução (CD-ROM)

Média Logarítmica da Diferença de Temperatura (MLDT)

Da dedução na seção anterior, vimos que a diferença média de temperatura apropriada exigida na equação da taxa de convecção, Eq. 17.89,

$$q = UA\Delta T_m$$

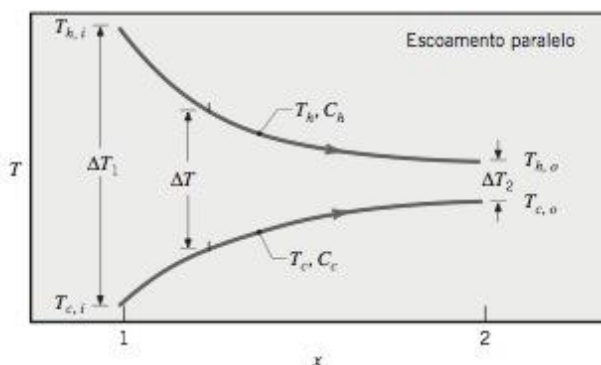



Figura 17.25 Distribuições de temperatura para um trocador de calor com escoamentos paralelos.

é a ***média logarítmica da diferença de temperatura*** (MLDT) e tem a forma

$$\Delta T_{\text{lm}} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \Delta T_2/\Delta T_1} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \Delta T_1/\Delta T_2} \tag{17.96}$$

média logarítmica da diferença de temperatura

onde, da Fig. 17.25, as ***temperaturas das extremidades***, ΔT_1 e ΔT_2, para o ***trocador de calor com escoamento em paralelo*** são

temperatura das extremidades: trocador com escoamento em paralelo

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,i} \qquad \Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,o} \tag{17.97}$$

17.5.4 TROCADOR DE CALOR COM ESCOAMENTO EM CONTRACORRENTE

As distribuições de temperatura dos fluidos quente e frio associadas com o *trocador de calor com escoamento em contracorrnete* são mostradas na Fig. 17.27. Ao contrário do trocador com escoamento em paralelo, essa configuração fornece a transferência de calor entre as partes mais quentes de dois fluidos em uma extremidade, assim como entre as partes mais frias na outra. Por essa razão, a variação na diferença de temperatura, $\Delta T = T_h - T_c$, em relação a x não é aqui tão alta quanto na região de entrada do trocador de calor de escoamento em paralelo. Observe que a *temperatura de saída do fluido frio pode agora ser maior que a temperatura de saída do fluido quente*.

A forma da *diferença média de temperatura* apropriada, ΔT_m, para o trocador de calor com escoamento em contracorrente pode ser obtida de uma dedução como a que foi realizada para o trocador de calor de escoamento em paralelo. O resultado é o mesmo, exceto pela forma como as temperaturas das extremidades, ΔT_1 e ΔT_2, são definidas.

A diferença média de temperatura apropriada necessária na equação da taxa de convecção, Eq. 17.89,

$$q = UA\Delta T_m$$

é a *média logarítmica da diferença de temperatura* e tem a forma

$$\Delta T_{\text{lm}} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \Delta T_2/\Delta T_1} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \Delta T_1/\Delta T_2} \tag{17.96}$$

onde, da Fig. 17.27, as ***temperaturas das extremidades***, ΔT_1 e ΔT_2, para o ***trocador de calor de escoamento em contracorrente*** são

temperatura das extremidades: trocador com escoamento em contracorrente

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \qquad \Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} \tag{17.98}$$

As diferenças importantes na operação dos trocadores de calor de escoamento em paralelo e os de escoamento em contracorrente devem ser observadas. Para as mesmas temperaturas de entrada e saída dos fluidos:

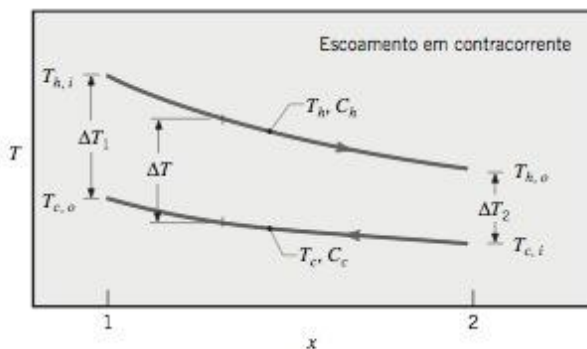



Figura 17.27 Distribuições de temperatura para um trocador de calor com escoamentos em contracorrente.

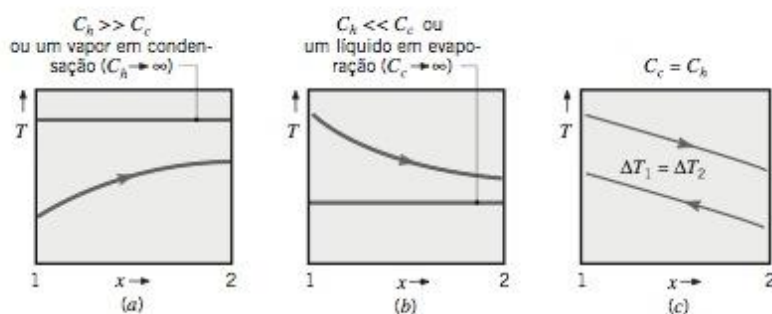



Figura 17.28 Condições especiais de trocador de calor. (*a*) $C_h \gg C_c$, ou um vapor condensado. (*b*) $Ch \ll C_c$, ou um líquido vaporizado. (*c*) Trocador de calor com escoamento em contracorrente com capacidades térmicas dos fluidos iguais ($C_h = C_c$).

- A média logarítmica da diferença de temperatura para o trocador de escoamento em contracorrente é maior que para o de escoamento em paralelo, $\Delta T_{\text{lm},CF}$ e $\Delta T_{\text{lm},PF}$.
- Assim sendo, a área de superfície necessária para efetuar uma taxa de transferência de calor q desejada é menor para o trocador com escoamento em contracorrente que para a configuração de escoamento em paralelo, para o mesmo valor de U.
- Observe também que $T_{c,o}$ pode ser maior que $T_{h,o}$ para a configuração de escoamento em contracorrente, mas não para o trocador de escoamento em paralelo.

17.5.5 Condições Especiais de Operação dos Trocadores de Calor

Na Fig. 17.28, mostramos as distribuições de temperatura associadas com as três condições especiais nas quais os trocadores de calor podem operar.

- $C_h \gg C_c$. Para esse caso, a taxa de capacidade calorífica C_h do fluido quente é muito maior que a taxa de capacidade calorífica C_c do fluido frio. Conforme mostrado na Fig. 17.28*a*, a temperatura do fluido quente permanece aproximadamente constante ao longo do trocador, enquanto a temperatura do fluido frio aumenta. A mesma condição seria alcançada se o fluido quente fosse um *vapor condensando*. A condensação ocorre à temperatura constante e para todas as finalidades práticas, $C_h \to \infty$.
- $C_h \ll C_c$. Para esse caso, como mostra a Fig. 17.28*b*, a temperatura do fluido frio permanece aproximadamente constante ao longo do trocador, enquanto a temperatura do fluido quente decresce. O mesmo efeito é alcançado se o fluido frio estiver sujeito à *evaporação* para a qual $C_c \to \infty$. Observe que, *com a evaporação e a condensação, os balanços de energia dos fluidos seriam escritos em termos das entalpias de mudança de fase*.
- $C_h = C_c$. O terceiro caso, Fig. 17.28*c*, envolve o *trocador de calor* com escoamento em contracorrente para o qual as taxas de capacidade calorífica são iguais. A diferença de temperatura ΔT deve ser constante ao longo do trocador e, nesse caso, $\Delta T_1 = \Delta T_2 = \Delta T_{\text{lm}}$.

Exemplo 17.14

Análise de Trocadores de Calor de Tubo Concêntrico com Escoamento em Contracorrente

Um trocador de calor de tubos concêntricos com configuração em contracorrente é utilizado para resfriar o óleo lubrificante de uma grande turbina industrial a gás. A vazão mássica de água de resfriamento através do tubo interno ($D_i = 25$ mm) é de 0,2 kg/s. A vazão de óleo quente através da região anular ($D_o = 45$ mm) é de 0,1 kg/s. O coeficiente de transferência de calor por convecção associado ao escoamento do óleo é $h_o = 40$ W/m$^2 \cdot$ K. O óleo e a água entram nas temperaturas de 100 e 30°C, respectivamente. Qual deve ser o comprimento necessário do tubo para que a temperatura de saída do óleo seja de 60°C?

Solução

Dados: Vazões e temperaturas de entrada dos fluidos em um trocador de calor de tubos concêntricos com escoamento em contracorrente com diâmetros interno e externo conhecidos.

Determinar: O comprimento necessário do tubo para uma temperatura de saída do fluido quente, $T_{h,o} = 60$°C.

Esquema e Dados Fornecidos:

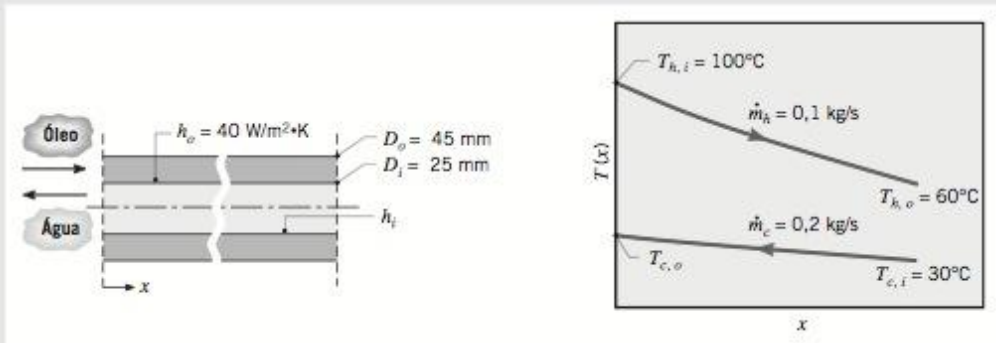



Figura E17.14

Hipóteses:

1. Perda de calor para a vizinhança desprezível.
2. Efeitos das energias cinética e potencial desprezíveis. Não há trabalho no eixo.
3. Propriedades constantes.
4. Resistência térmica da parede do tubo e fatores de incrustação desprezíveis.
5. Condições de escoamento completamente desenvolvido para o escoamento da água.

Propriedades: Tabela TC-5, água (considere $\overline{T}_c = 35°C = 308$ K): $c_p = 4178$ J/kg · K, $\mu = 725 \times 10^{-6}$ N · s/m², $k = 0{,}625$ W/m · K, Pr = 4,85. Tabela TC-4, óleo ($\overline{T}_h = 80°C = 353$ K): $c_p = 2131$ J/kg · K.

Análise: A taxa de transferência de calor pode ser obtida a partir do balanço de energia do fluido quente (óleo), Eq. 17.86*a*,

$$q = \dot{m}_h c_{p,h}(T_{h,i} - T_{h,o}) = 0{,}1 \text{ kg/s} \times 2131 \text{ J/kg} \cdot \text{K}\,(100 - 60)°\text{C} = 8524 \text{ W}$$

Aplicando o balanço de energia no fluido frio, Eq. 17.87*a*, a temperatura de saída da água é

$$T_{c,o} = \frac{q}{\dot{m}_c c_{p,c}} + T_{c,i} = \frac{8524 \text{ W}}{0{,}2 \text{ kg/s} \times 4178 \text{ J/kg} \cdot \text{K}} + 30°\text{C} = 40{,}2°\text{C}$$

Dessa forma, o uso de $\overline{T}_c = 35°C$, a temperatura média do fluido frio, para avaliar as propriedades da água foi uma boa escolha. O comprimento necessário do trocador de calor pode ser obtido agora a partir da equação da taxa de transferência de calor por convecção, Eq. 17.89,

$$q = UA\,\Delta T_{\text{lm}}$$

onde $A = \pi D_i L$ e, das Eqs. 17.96 e 17.98, a diferença média logarítmica é

$$\Delta T_{\text{lm}} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left[(T_{h,i} - T_{c,o})/(T_{h,o} - T_{c,i})\right]} = \frac{59{,}8 - 30}{\ln(59{,}8/30)} = 43{,}2°\text{C}$$

Da Eq. 17.90*b*, o coeficiente global de transferência de calor em função dos coeficientes de transferência de calor por convecção do lado da água (*i*) e do lado do óleo (*o*) é

$$U = \frac{1}{(1/h_i) + (1/h_o)}$$

Para estimar h_i para o *lado da água* (fluido frio), calcule o número de Reynolds a partir da Eq. 17.37 para caracterizar o escoamento e selecionar a correlação

$$\text{Re}_D = \frac{4\dot{m}_c}{\pi D_i \mu} = \frac{4 \times 0{,}2 \text{ kg/s}}{\pi(0{,}025 \text{ m})(725 \times 10^{6} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2)} = 14.050$$

Assim sendo, o escoamento é turbulento e o coeficiente de convecção pode ser estimado utilizando a *correlação de Dittus-Boelter*, Eq. 17.64, com $n = 0{,}4$ porque $T_s > T_m$

$$\mathrm{Nu}_D = 0{,}023\,\mathrm{Re}_D^{4/5}\,\mathrm{Pr}^{0{,}4} = 0{,}023(14.050)^{4/5}(4{,}85)^{0{,}4} = 90$$

$$h_i = \mathrm{Nu}_D\frac{k}{D_i} = \frac{90 \times 0{,}625\ \mathrm{W/m\cdot K}}{0{,}025\ \mathrm{m}} = 2250\ \mathrm{W/m^2\cdot K}$$

Como o coeficiente de transferência de calor por convecção para o *lado do óleo* (fluido quente) é $h_o = 40\ \mathrm{W/m^2\cdot K}$, o coeficiente global é, então,

$$U = \frac{1}{(1/2250\ \mathrm{W/m^2\cdot K}) + (1/40\ \mathrm{W/m^2\cdot K})} = 39{,}3\ \mathrm{W/m^2\cdot K}$$

e da equação da taxa de transferência de calor por convecção resulta que o comprimento necessário do trocador é

$$L = \frac{q}{U\pi D_i \Delta T_{\mathrm{lm}}} = \frac{8524\ \mathrm{W}}{39{,}3\ \mathrm{W/m^2\cdot K}\ \pi(0{,}025\ \mathrm{m})(43{,}2°\mathrm{C})} = 63{,}9\ \mathrm{m} \quad \triangleleft$$

Comentários:

1. O coeficiente de transferência de calor por convecção do lado do óleo controla a taxa de transferência de calor entre os dois fluidos e o baixo valor de h_o é responsável pelo elevado valor de L. Na prática, a construção de passes múltiplos deveria ser utilizada para um trocador de calor de tubo concêntrico com tal comprimento de tubo. Alternativamente, um outro tipo de trocador poderia ser considerado para essa aplicação.
2. Como o escoamento da água é turbulento e $L/D = 2556$, a consideração de escoamento completamente desenvolvido é justificada de acordo com a Eq. 17.42.

17.5.6 Trocadores de Calor do Tipo Casco e Tubo e Escoamento em Contracorrente

As condições de escoamento nos trocadores de calor de casco e tubo e escoamento em contracorrente, mostrados nas Figs. 17.23*c* e 17.23*d*, são mais complicadas do que nos trocadores de calor de tubos concêntricos. Entretanto, os *balanços de energia dos fluidos*, Eqs. 17.86 e 17.87, e a *equação da taxa de convecção*, Eq. 17.89, podem ainda ser utilizados se a seguinte modificação for feita na *média logarítmica da diferença de temperaturas*

fator de correção

$$\Delta T_{\mathrm{lm}} = F\Delta T_{\mathrm{lm},CF} \tag{17.99}$$

Isto é, a forma apropriada de ΔT_m é obtida pela aplicação de um ***fator de correção*** ao valor de ΔT_{lm} que seria calculado levando em conta as *condições de escoamento em contracorrente*, Eqs. 17.96 e 17.98.

Expressões algébricas para o *fator de correção F* foram desenvolvidas para várias configurações comuns de trocadores de calor. Os resultados para os trocadores de calor de interesse são mostrados na Fig. 17.29. A notação (T, t) é utilizada nas figuras para especificar as temperaturas dos fluidos, com a variável t designando sempre o lado do fluido do tubo.

Uma implicação importante da Fig. 17.29 é que, *se a variação de temperatura de um fluido for desprezível*, ou P ou R será nulo e F será igual a 1. Portanto, *o comportamento do trocador de calor é independente da configuração específica*. Esse seria o caso se um dos fluidos passasse por uma mudança de fase (ver Fig. 17.28*a*,*b*).

método MLDT

O método da análise do trocador de calor que se encontra descrito aqui é denominado ***método MLDT***. O uso do método é obviamente facilitado pelo conhecimento das temperaturas de entrada e de saída dos fluidos quente e frio. Essas aplicações podem ser classificadas como *problemas de projeto de trocadores de calor*; isto é, problemas nos quais as temperaturas e as taxas de capacidade calorífica são conhecidas e deseja-se *dimensionar o trocador*. De forma alternativa, se o tipo e o tamanho do trocador forem conhecidos e as temperaturas de saída do fluido tiverem que ser determinadas, a aplicação é denominada *problema de cálculo de desempenho*.

método de efetividade NUT

Tais problemas são melhor analisados pelo ***método de efetividade NUT***,* que é amplamente utilizado na prática de engenharia em cursos mais avançados de sistemas térmicos de engenharia.

*NUT — número de unidades de transferência. (N.E.)

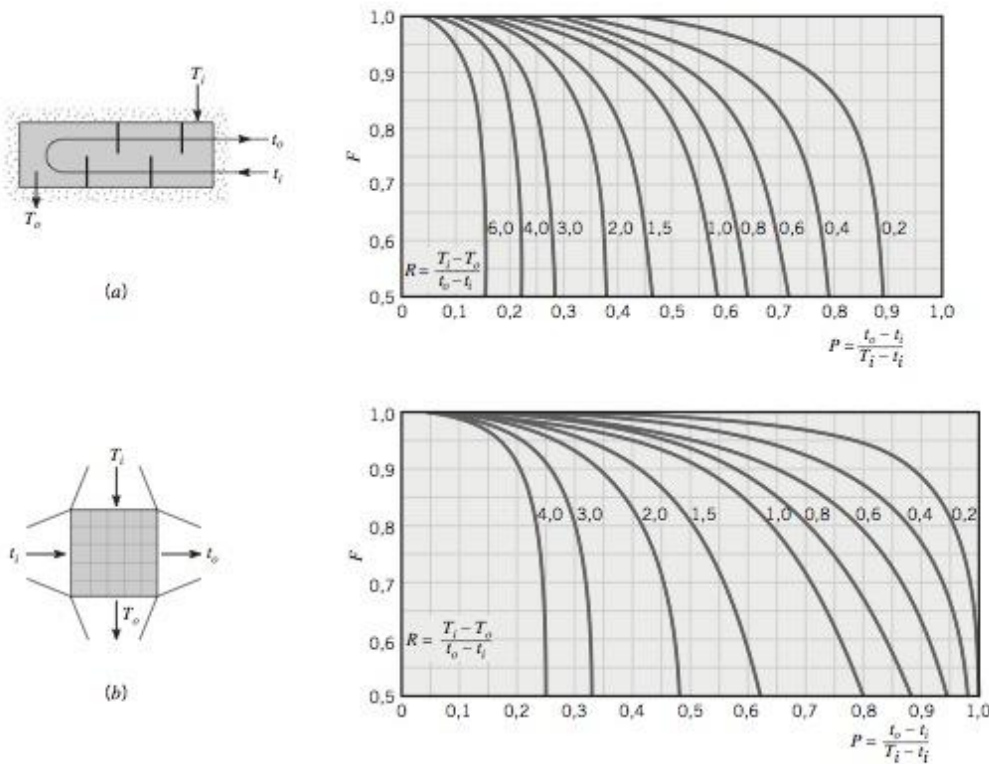



Figura 17.29 Fator de correção F para trocadores de calor: (*a*) Configuração casco e tubos com um passe no casco e múltiplos de dois (dois, quatro, etc.) passes nos tubos, conforme mostrado na Fig. 17.23*c*. (*b*) Configuração com correntes cruzadas, conforme mostrado na Fig. 17.23*d*.

EXEMPLO 17.15

ANÁLISE DE TROCADOR DE CALOR DE CASCO E TUBOS

Um trocador de calor de casco e tubos deve ser projetado para aquecer 2,5 kg/s de água de 15 para 85°C. O aquecimento deve ser feito pela passagem de óleo de motor aquecido, que está disponível a 160°C, pelo lado do casco do trocador. Sabe-se que o óleo proporciona um coeficiente médio de transferência de calor por convecção $h_o = 400$ W/m$^2 \cdot$ K no exterior dos tubos. A água escoa no interior dos tubos, que são em número de dez. Cada tubo é de parede delgada, de diâmetro $D = 25$ mm e efetua oito passes através do casco. Se o óleo deixa o trocador a 100°C, qual é a sua vazão mássica? Qual deve ser o comprimento de cada tubo para se atingir o aquecimento desejado?

Solução

Dados: Temperaturas de entrada e saída dos fluidos em um trocador de calor do tipo casco e tubos (um casco, oito passes de tubos; veja também a Fig. 17.23*c*) com $N = 10$ tubos.

Determinar:

(a) A vazão mássica de óleo necessária para alcançar a temperatura de saída especificada.

(b) O comprimento necessário do tubo para alcançar o aquecimento especificado da água.

Esquema e Dados Fornecidos:

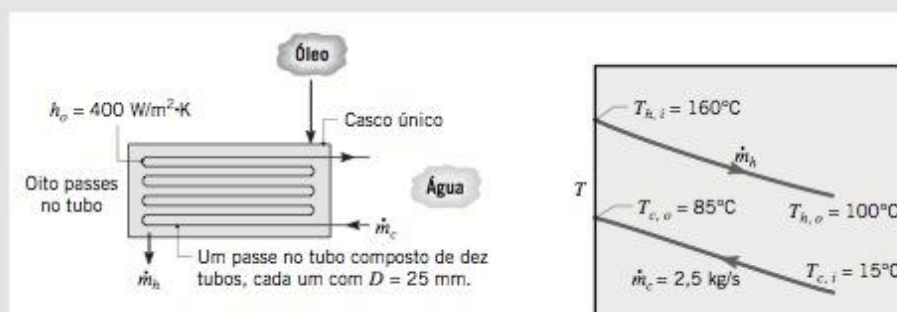



Figura E17.15

Hipóteses:

1. Perda de calor desprezível para a vizinhança.
2. Efeitos das energias cinética e potencial desprezíveis. Não há trabalho no eixo.
3. Propriedades constantes.
4. Resistência térmica da parede do tubo e efeito dos fatores de incrustação desprezíveis.
5. Escoamento completamente desenvolvido para a água nos tubos.

Propriedades: Tabela TC-4, óleo novo de motor ($\overline{T}_h = 130°C = 403$ K): $c_p = 2350$ J/kg · K. Tabela TC-5, água ($\overline{T}_c = 50°C = 323$ K), $c_p = 4181$ J/kg · K, $\mu = 548 \times 10^{-6}$ N · s/m², $k = 0{,}643$ W/m · K, Pr = 3,56.

Análise:

(a) Do balanço de energia no fluido frio (água), Eq. 17.87*a*, a transferência de calor necessária ao trocador é

$$q = \dot{m}_c c_{p,c}(T_{c,o} - T_{c,i}) = 2{,}5 \text{ kg/s} \times 4181 \text{ J/kg} \cdot \text{K} \, (85 - 15)°\text{C} = 7{,}317 \times 10^5 \text{ W}$$

Logo, do balanço de energia no fluido quente, Eq. 17.86*a*, a vazão necessária do óleo é

$$\dot{m}_h = \frac{q}{c_{p,h}(T_{h,i} - T_{h,o})} = \frac{7{,}317 \times 10^5 \text{ W}}{2350 \text{ J/kg} \cdot \text{K} \times (160 - 100)°\text{C}} = 5{,}19 \text{ kg/s} \quad \triangleleft$$

(b) O comprimento necessário do tubo pode ser obtido da equação da taxa de transferência de calor por convecção, Eq. 17.89, utilizando a diferença média de temperatura da Eq. 17.99, onde

$$q = UAF \, \Delta T_{\text{lm,CF}}$$

Da Eq. 17.90*b*, o coeficiente global pode ser dado em função dos coeficientes nos lados interno (lado da água), h_i, e externo (lado do óleo), h_o, do tubo

$$U = \frac{1}{(1/h_i) + (1/h_o)}$$

onde h_i pode ser obtido pelo cálculo inicial de Re_D. Com $\dot{m}_1 \equiv \dot{m}_c/N = 0{,}25$ kg/s definido como a vazão de água por tubo, a Eq. 17.37 fornece

$$\text{Re}_D = \frac{4\dot{m}_1}{\pi D \mu} = \frac{4 \times 0{,}25 \text{ kg/s}}{\pi (0{,}025 \text{ m}) 548 \times 10^{-6} \text{ kg/s} \cdot \text{m}} = 23.234$$

Como $\text{Re}_D > 2300$ o escoamento da água é turbulento e uma correlação apropriada é a Eq. 17.64 (*Dittus-Boelter*) com $n = 0{,}4$ porque $T_s > T_m$

$$\text{Nu}_D = 0{,}023 \, \text{Re}_D^{4/5} \, \text{Pr}^{0{,}4} = 0{,}023(23.234)^{4/5}(3{,}56)^{0{,}4} = 119$$

$$h_i = \frac{k}{D} \text{Nu}_D = \frac{0{,}643 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{0{,}025 \text{ m}} 119 = 3061 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Então o coeficiente global é

$$U = \frac{1}{(1/400) + (1/3061)} = 354 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Associando T com o óleo e t com a água, o fator de correção F pode ser obtido da Fig. 17.29*a*, onde

$$R = \frac{160 - 100}{85 - 15} = 0{,}86 \qquad P = \frac{85 - 15}{160 - 15} = 0{,}48$$

Então, $F = 0{,}87$. Das Eqs. 17.96 e 17.98, a média logarítmica da diferença de temperatura para as condições de contracorrente é

$$\Delta T_{\text{lm,CF}} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln [(T_{h,i} - T_{c,o})/(T_{h,o} - T_{c,i})]} = \frac{75 - 85}{\ln (75/85)} = 79{,}9°\text{C}$$

Resolvendo a equação da taxa de transferência de calor por convecção para L, com $A = N\pi DL$, onde $N = 10$ é o número de tubos, e substituindo os valores numéricos, encontramos o comprimento necessário do tubo

$$L = \frac{q}{UN(\pi D)F\,\Delta T_{lm,CF}} = \frac{7{,}317 \times 10^5\ \mathrm{W}}{354\ \mathrm{W/m^2 \cdot K} \times 10(\pi 0{,}025\ \mathrm{m}) \times 0{,}87(79{,}9°\mathrm{C})}$$

$$L = 37{,}9\ \mathrm{m} \quad \triangleleft$$

Comentários:

1. Com $(L/D) = 37{,}9\ \mathrm{m}/0{,}025\ \mathrm{m} = 1516$, a consideração de condições de escoamento completamente desenvolvido através do tubo para a vazão de água é justificada.
2. Com oito passes, o comprimento do casco é aproximadamente $L/8 = 4{,}7$ m.

17.6 Resumo do Capítulo e Guia de Estudo

Os objetivos deste capítulo foram desenvolver um entendimento do mecanismo físico, que é a base da transferência de calor por convecção, e desenvolver meios para estimar os coeficientes de transferência de calor por convecção necessários para os cálculos de convecção. Vimos que o *fenômeno da camada limite* controla o coeficiente de transferência de calor por convecção e que *correlações* empíricas para estimar o número de Nusselt envolvendo os principais números adimensionais (ver Tabela 17.1) encontram-se disponíveis para as geometrias e as condições de escoamento comuns. Para os escoamentos com convecção forçada e livre, respectivamente, os números de Reynolds e de Grashof (ou Rayleigh) caracterizam as condições do escoamento, enquanto o número de Prandtl incorpora as propriedades do fluido na análise. Os resumos das correlações e o guia para a escolha foram fornecidos nas Tabelas 17.3, 17.5 e 17.6 para *escoamentos* com convecção forçada *externa* e *interna* e *convecção livre*, respectivamente.

Iniciamos nosso tratamento pela consideração do *escoamento externo* sobre uma placa plana e identificamos as características das *camadas limites hidrodinâmica* e *térmica*. Com distúrbios desprezíveis a montante, o escoamento da camada limite é *laminar* no bordo de ataque e está sujeita à *transição* para escoamento *turbulento*. Aprendemos que o *coeficiente de transferência de calor por convecção* depende do gradiente de temperatura na superfície, que é controlado pela espessura da camada limite, assim como pela natureza da condição do escoamento. O fluxo térmico convectivo é fornecido pela lei de Newton do resfriamento em termos do coeficiente local e da diferença das temperaturas na superfície e na corrente livre.

No escoamento externo, as camadas limites crescem sem restrição, enquanto no *escoamento interno* as camadas limites terminam por preencher o tubo. Identificamos as *regiões de entrada e de escoamento completamente desenvolvido* e vimos a natureza distinta dos perfis de velocidade e de temperatura em cada região. Na região de escoamento completamente desenvolvido, o coeficiente de transferência de calor por convecção não varia na direção do escoamento, e sim permanece constante. O conceito de uma *temperatura média do fluido* foi introduzido para o uso da lei do resfriamento de Newton para calcular a área da superfície de fluxo de calor, $q'' = h(T_s - T_m)$. As correlações foram apresentadas para dois tipos de *condições térmicas na superfície*, fluxo de calor, q''_s, constante e temperatura de superfície, T_s, constante.

Na transferência de calor com convecção *forçada*, o escoamento se origina devido a condições forçadas por uma bomba ou por um ventilador. A transferência de calor por convecção *livre* ocorre por causa das correntes de convecção que são induzidas pelas *forças de flutuação*, em função das diferenças de massa específica que surgem dos gradientes de temperatura no fluido próximas à superfície da geometria imersa.

O *trocador de calor* é um sistema térmico importante muito comum que necessita da aplicação dos conceitos principais de transferência de calor por convecção na análise de seu desempenho. Considerando as configurações comuns de tubos concêntricos com escoamento em paralelo e com escoamento em contracorrente, foram desenvolvidas duas relações de energia. Os *balanços globais de energia para os fluidos* fornecem as relações entre a taxa de calor, a taxa de capacidade térmica e as temperaturas de entrada e de saída dos fluidos, que são independentes do tipo de trocador de calor e das condições de escoamento. A *equação da taxa de convecção*, lei do resfriamento de Newton, envolve o coeficiente global de transferência de calor, a área da superfície e a diferença média de temperatura entre os dois fluidos. O coeficiente global é determinado pelos coeficientes de convecção associados aos fluidos, e a diferença de temperatura média é a *média logarítmica da diferença de temperatura*, que depende da configuração do trocador de calor.

A seguinte lista fornece um guia de estudo para este capítulo. Quando seu estudo do texto e os exercícios no fim do capítulo tiverem sido completados você deve ser capaz de:

- Descrever o significado dos termos listados nas margens ao longo do capítulo e entender cada um dos conceitos relacionados. O subconjunto de termos-chave listado aqui na margem é particularmente importante.
- Definir o *número de Nusselt* e discutir sua interpretação física.
- Listar as formas gerais das *correlações empíricas* para estimar os coeficientes de transferência de calor por convecção para convecção externa e interna forçada e livre. Conhecer as regras a serem seguidas na escolha das correlações para uma situação de escoamento qualquer.
- Descrever as características principais das *camadas limites hidrodinâmica* e *térmica* para escoamento paralelo sobre uma *placa plana*. Explicar as características físicas que distinguem um *escoamento turbulento* de um *escoamento laminar*. Definir o *número de Reynolds* e indicar sua interpretação física. Mostrar como o coeficiente de transferência de calor por convecção varia sobre a placa.
- Explicar como o coeficiente de transferência de calor por convecção no escoamento interno varia com a distância da *região de entrada* e da *região de escoamento completamente desenvolvido*. Listar as características principais *hidrodinâmicas* e *térmicas* do escoamento completamente desenvolvido.
- Explicar em quais condições o número de Nusselt associado com o *escoamento interno* é igual a um valor constante, independente do número de Reynolds e do número de Prandtl.
- Conhecer as condições necessárias para a convecção livre e fornecer a interpretação física do *número de Grashof* e do *número de Rayleigh*.
- Explicar as duas possíveis configurações para um *trocador de calor com tubos concêntricos*: escoamento em paralelo e escoamento em contracorrente. Para cada configuração, listar as restrições das temperaturas de saída do fluido e discutir o papel da *média logarítmica da diferença de temperatura* na equação da taxa de convecção.

camada limite térmica
coeficiente de transferência de calor por convecção
convecção forçada
escoamento externo, interno
escoamento laminar, turbulento
condições de escoamento completamente desenvolvido
convecção livre
correlações de convecção
número de Nusselt
número de Reynolds
número de Prandtl
números de Grashof, Rayleigh

PROBLEMAS

Observação: A menos que indicado o contrário no enunciado do problema, utilize valores das propriedades termofísicas fornecidas nas tabelas apropriadas do Apêndice TC na resolução desses problemas.

O PROBLEMA DE CONVECÇÃO

17.1 Em um escoamento sobre uma superfície, o perfil de temperatura tem a forma

$$T(y) = A + By + Cy^2 - Dy^3$$

onde os coeficientes A a D são constantes. Obtenha uma expressão para o coeficiente de convecção h em função dos termos u_∞, T_∞ e dos coeficientes apropriados do perfil e das propriedades do fluido.

17.2 Considere as condições para as quais um fluido com uma velocidade de corrente livre $u_\infty = 1$ m/s escoa sobre uma superfície com o comprimento característico $L = 1$ m, fornecendo um coeficiente médio de transferência de calor por convecção $\bar{h} = 100$ W/m$^2 \cdot$ K. Calcule os parâmetros adimensionais, $\overline{\text{Nu}}_L$, Re_L e Pr para os seguintes fluidos: ar, óleo de motor e água. Considere que os fluidos se encontram a 300 K.

17.3 Com uma boa aproximação, a viscosidade dinâmica μ, a condutividade térmica k e o calor específico c_p são independentes da pressão. De que forma a viscosidade cinemática ν e a difusividade térmica α variam com a pressão para um líquido incompressível e para um gás ideal? Determine ν e α do ar a 350 K para pressões de 1 e 10 atm.

17.4 O escoamento paralelo de ar atmosférico sobre uma placa plana de comprimento $L = 3$ m é desordenado por um conjunto de barras estacionárias colocadas na direção do escoamento sobre a placa.

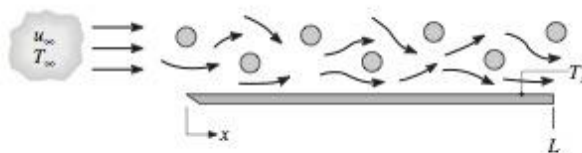



Figura P17.4

Medições em laboratório de coeficiente local de transferência de calor por convecção na superfície da placa são efetuados para um valor desejado de u_∞ e $T_s > T_\infty$. Os resultados são correlacionados por uma expressão na forma $h_x = 0{,}7 + 13{,}6x - 3{,}4x^2$, onde h_x possui unidades de W/m$^2 \cdot$ K e x está em metros. Calcule esse coeficiente médio de convecção $\bar{h}_L$ para toda a placa e a razão $\bar{h}_L/h_L$ no bordo de fuga.

17.5 Para escoamento laminar sobre uma placa plana, o coeficiente local de transferência de calor h_x varia com $x^{-1/2}$, onde x é a distância do bordo de ataque ($x = 0$) da placa. Qual é a razão entre o coeficiente médio do bordo de ataque e uma certa posição x sobre a placa para o coeficiente local em x?

17.6 Para convecção livre laminar sobre uma placa vertical aquecida, o coeficiente local de transferência de calor por convecção pode ser dado como $h_x = Cx^{-1/4}$, onde h_x é o coeficiente a uma distância x a partir do bordo de ataque e a grandeza C, que depende das propriedades do fluido, é independente de x. Obtenha uma expressão para a razão$_x/h_x$, onde $\bar{h}_x$ é o coeficiente médio entre o bordo de ataque ($x = 0$) e a posição x. Esboce a variação de h_x e $\bar{h}_x$ com x.

17.7 Os resultados experimentais para transferência de calor sobre uma placa plana com uma superfície extremamente rugosa foram obtidos sendo correlacionados por uma expressão na forma

$$Nu_x = 0{,}04\,Re_x^{0,9}\,Pr^{1/3}$$

onde Nu_x é o valor do número de Nusselt local para uma posição x medida a partir do bordo de ataque da placa. Obtenha uma expressão para a razão entre o coeficiente médio de transferência de calor $\bar{h}_x$ e o coeficiente local h_x.

17.8 (CD-ROM)

17.9 (CD-ROM)

ESCOAMENTO EXTERNO: PLACA PLANA
ESCOAMENTOS LAMINAR E TURBULENTO

17.10 Considere o escoamento de ar sobre uma placa plana mostrada no Exemplo 17.2. Devido aos requisitos da aplicação é importante manter uma camada limite *laminar* sobre a placa. Qual é a velocidade máxima permitida do ar que irá satisfazer essa condição de escoamento se todos os demais parâmetros permanecerem inalterados? Qual é a taxa de resfriamento necessária para essa condição?

17.11 Considere a placa plana com aquecedores segmentados do Exemplo 17.3. Se um arame fosse colocado próximo ao bordo de ataque para induzir turbulência sobre toda a sua extensão, qual seria a potência elétrica total necessária para os cincos primeiros aquecedores?

17.12 Considere os seguintes fluidos na temperatura de película de 300 K em escoamento paralelo sobre uma placa plana com velocidade de 1 m/s: ar atmosférico, água e óleo de motor.

(a) Para cada fluido, determine as espessuras das camadas limites hidrodinâmica e térmica a uma distância $x = 40$ mm a partir do bordo de ataque.

(b) Para cada fluido, determine o coeficiente *local* de transferência de calor por convecção em $x = 40$ mm e o valor *médio* na distância de $x = 0$ a $x = 40$ mm.

17.13 Óleo de motor a 100°C e a uma velocidade de 0,1 m/s escoa sobre duas superfícies de uma placa de 1 m de comprimento mantidas a 20°C. Determine o seguinte:

(a) As espessuras das camadas limites hidrodinâmica e térmica no bordo de fuga.

(b) O fluxo térmico local no bordo de fuga.

(c) A transferência de calor total por unidade de largura da placa.

17.14 Placas de aço de comprimento $L = 1$ m são transportadas durante um processo de tratamento térmico e simultaneamente resfriadas por meio de ar atmosférico a velocidade $u_\infty = 10$ m/s e $T_\infty = 20$°C em escoamento paralelo sobre as placas (Fig. P17.4). Para uma temperatura de placa de 300°C, qual é a taxa de transferência de calor da placa? A velocidade do ar é muito maior do que a da placa.

17.15 (CD-ROM)

17.16 (CD-ROM)

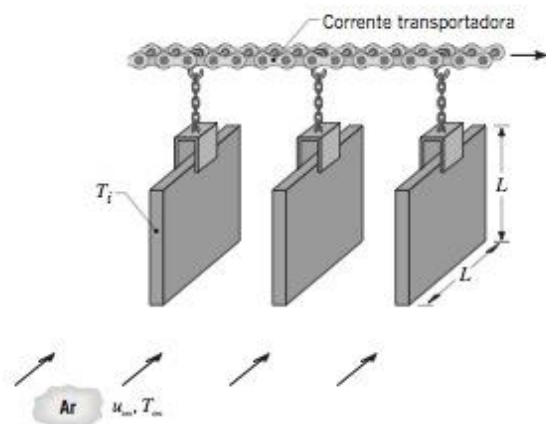



Figura P17.14

ESCOAMENTO EXTERNO: PLACA PLANA
CONDIÇÕES MISTAS DE ESCOAMENTO

17.17 Considere o escoamento de ar sobre a placa com aquecedores de fita elétricos segmentados, conforme mostrado no Exemplo 17.3. Calcule a potência necessária para a *quarta* placa quando a velocidade do ar for de 78 m/s, mantidas todas as demais condições. Esboce a variação do coeficiente local de transferência de calor por convecção com a distância ao longo da placa e comente as características principais.

17.18 Um conjunto de componentes eletrônicos que dissipam calor é montado na superfície inferior de uma placa horizontal de alumínio com 1,2 m por 1,2 m, enquanto a superfície superior é resfriada por uma corrente de ar na qual $u_\infty = 15$ m/s e $T_\infty = 300$ K. A placa é fixada a um compartimento termicamente bem isolado de modo que toda o calor dissipado seja transferido para o ar. Além disso, o alumínio é suficientemente espesso para assegurar uma temperatura aproximadamente uniforme na placa.

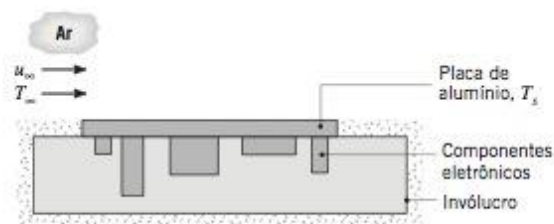



Figura P17.18

Se a temperatura da placa não deve exceder 350 K, qual é a dissipação máxima de potência permitida?

17.19 Ar, a uma pressão de 1 atm e a uma temperatura de 50°C, forma um escoamento paralelo sobre a superfície superior de uma placa plana que é aquecida até uma temperatura uniforme de 100°C. O comprimento da placa é de 0,20 m (na direção do escoamento) e a largura é de 0,10 m. O número de Reynolds baseado no comprimento da placa é 40.000.

(a) Qual é a taxa de transferência de calor da placa para o ar?

(b) Se a velocidade da corrente livre do ar for dobrada e a pressão for aumentada para 10 atm, qual será a nova taxa de

transferência de calor? *Sugestão:* Veja o Problema 17.3 para comentário a respeito da dependência da pressão para as propriedades termofísicas relevantes.

17.20 Considere ar atmosférico a 25°C e uma velocidade de 25 m/s escoando sobre as duas superfícies de uma placa plana com 1 m de comprimento, mantida a 125°C. Determine a taxa de transferência de calor saindo da placa por unidade de largura, para valores do número de Reynolds críticos correspondentes a 10^5, 5×10^5 e 10^6.

17.21 (CD-ROM)

ESCOAMENTO EXTERNO: PLACA PLANA
SEÇÕES SEGMENTADAS

17.22 Considere o escoamento de ar sobre a placa com aquecedores de fita elétricos segmentados conforme mostrado no Exemplo 17.3. Calcule a taxa de transferência de calor do primeiro e do sexto aquecedores. Compare esses resultados com aqueles do Exemplo 17.3 para o quinto aquecedor. Relacione seus valores relativos com o gráfico mostrado no exemplo para a variação do coeficiente de transferência de calor por convecção, $h(x)$.

17.23 Um aquecedor elétrico de ar consiste em um conjunto horizontal de fitas metálicas finas com 10 mm de comprimento na direção da corrente de ar que forma um escoamento paralelo sobre a superfície superior das fitas. Cada fita possui 0,2 m de largura e 25 fitas são arrumadas lado a lado, formando uma superfície contínua e lisa sobre a qual o ar escoa a 2 m/s. Durante a operação, cada fita é mantida a 500°C e o ar encontra-se a 25°C.

(a) Qual é a taxa de transferência de calor por convecção da primeira fita? Da quinta fita? Da décima fita? De todas as fitas?

(b) Repetir o item (a), mas sob condições para as quais o escoamento é completamente turbulento sobre todo o conjunto de fitas.

17.24 Considere condições climáticas nas quais os ventos dominantes sopram no apartamento de um prédio elevado. O comprimento total do prédio na direção do vento é de 10 m e há 10 janelas nesta lateral.

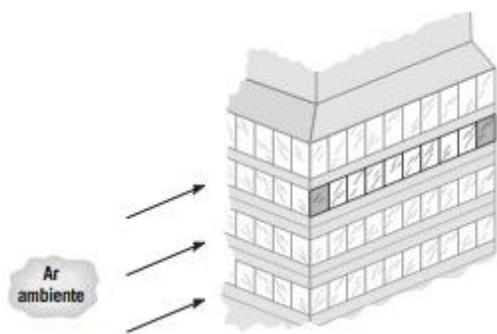



Figura P17.24

Calcule o coeficiente médio de transferência de calor por convecção para a primeiro, a terceira e a décima janelas quando a velocidade do vento for de 5 m/s. Utilize uma temperatura de película de 300 K para avaliar as propriedades termofísicas requeridas da correlação. Esse valor de temperatura de película seria apropriado para temperaturas do ar ambiente na faixa de $-15 \leq T_\infty \leq 38°C$?

17.25 Ar a 27°C e com uma velocidade de corrente livre de 10 m/s é utilizado para resfriar componentes eletrônicos montados sobre uma placa de circuito impresso, como ilustrado na Fig. P17.25. Cada componente, de 4 mm por 4 mm, dissipa 40 mW, que são removidos por convecção pela superfície superior dos componentes. Um gerador de turbulência é posicionado no bordo de ataque fazendo com que a camada limite seja turbulenta.

(a) Estime a temperatura da superfície do quarto componente localizado a 15 mm do bordo de ataque da placa.

(b) Qual deve ser a velocidade mínima da corrente livre se a temperatura da superfície desse componente não pode exceder 80°C?

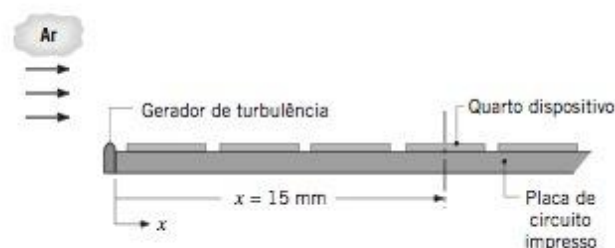



Figura P17.25

17.26 (CD-ROM)

ESCOAMENTO EXTERNO: PLACA PLANA
APLICAÇÕES DO BALANÇO DE ENERGIA

17.27 O serviço de meteorologia anuncia que hoje será um dia quente e úmido com uma temperatura do ar de 32°C uma brisa de 16 km/h de sudeste e céu brilhante com uma insolação de 400 W/m^2. Considere a parede metálica de um edifício sobre a qual sopra o vento dominante. O comprimento da parede na direção do vento é de 10 m e a emissividade é de 0,93. Admita que toda a irradiação solar seja absorvida, que a irradiação do céu seja insignificante e que o escoamento seja completamente turbulento sobre a parede. Estime a temperatura média da parede.

17.28 Considere a asa de uma aeronave como uma placa plana de 2,5 m de comprimento na direção do escoamento. O avião está se movendo a 100 m/s no ar a uma pressão de 0,7 bar e uma temperatura de −10°C. A superfície superior da asa absorve radiação solar a uma taxa de 800 W/m^2. Admita que a asa seja de construção sólida e possua uma temperatura única uniforme. Estime a temperatura da asa em regime permanente.

17.29 Inicialmente, a superfície superior de um forno que mede 0,5 m por 0,5 m encontra-se a uma temperatura uniforme de 47°C sob condições de ar ambiente em repouso (Fig. P17.29). A temperatura do ar no interior é de 150°C, a temperatura do ar ambiente é de 17°C, e a taxa de transferência de calor da superfície é de 40 W. Com o objetivo de reduzir a temperatura

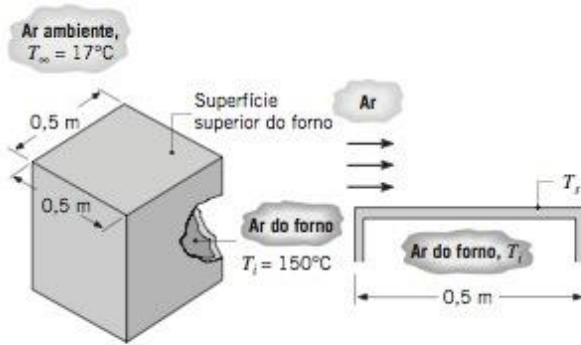



Figura P17.29

da superfície e atender as exigências de segurança, ar ambiente é soprado ao longo da superfície superior do forno a uma velocidade de 20 m/s, em uma direção paralela a uma das arestas.

(a) Calcule a resistência térmica devida à parede do forno e à convecção interna associada à condição de ar ambiente em repouso (quando a superfície encontra-se a T_s = 47°C). Represente essa condição (caso A) por um circuito térmico e identifique todos os elementos.

(b) Admitindo que as condições de convecção interna permaneçam inalteradas, determine a transferência de calor da superfície superior sob condições de convecção forçada. Represente essa condição (caso B) por um circuito térmico e identifique todos os elementos.

(c) Estime a temperatura alcançada pela superfície na condição de convecção forçada (caso B).

17.30 Cem componentes eletrônicos, cada um dissipando 25 W, então fixados à superfície superior de uma placa quadrada de cobre (0,2 m × 0,2 m) e todo o calor dissipado é transferido para a água que se encontra em escoamento paralelo sobre a superfície oposta. Um gerador de turbulência no bordo de ataque da placa atua para *disparar* a camada limite e a placa pode ser admitida como isotérmica. A velocidade e a temperatura da água são u_∞ = 2 m/s e T_∞ = 17°C, e as propriedades termofísicas podem ser aproximadas como $\nu = 0{,}96 \times 10^{-6}$ m²/s, k = 0,620 W/m · K e Pr = 5,2.

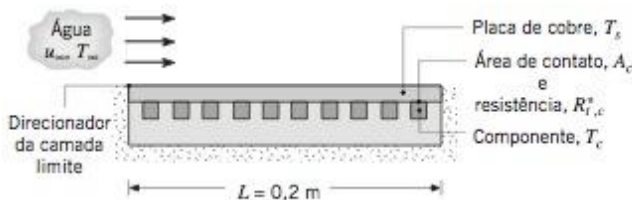



Figura P17.30

(a) Qual é a temperatura da placa de cobre?

(b) Se cada componente possui uma área da superfície de contato com a placa de 100 mm² e a resistência de contato correspondente é 2×10^{-4} m² · K/W, qual é a temperatura do componente? Despreze a variação de temperatura através da espessura da placa de cobre.

17.31 (CD-ROM)

ESCOAMENTO EXTERNO: CILINDRO EM ESCOAMENTO TRANSVERSAL

17.32 Considere os seguintes fluidos, com uma velocidade de u_∞ = 5 m/s e uma temperatura T_∞ = 20°C, em escoamento transversal ao redor de um cilindro de 10 mm de diâmetro, mantido a 50°C: ar atmosférico, água saturada e óleo de motor. Calcule a taxa de transferência de calor por unidade de comprimento, q'.

17.33 Admita que uma pessoa possa ser assemelhada a um cilindro de 0,3 m de diâmetro e 1,8 m de altura com uma temperatura superficial de 24°C. Calcule a perda de calor do corpo quando essa pessoa estiver submetida a uma rajada de vento de 15 m/s cuja temperatura é de −5°C.

17.34 Para melhorar a dissipação térmica de um chip de silício com W = 4 mm de largura, uma aleta de cobre em forma de pino é fixada por brasagem à superfície do chip, conforme mostrado na Fig. P17.34. O comprimento do pino e o diâmetro são L = 12 mm e D = 2 mm, respectivamente, e ar atmosférico a u_∞ = 10 m/s e T_∞ = 300 K encontra-se em escoamento transversal à superfície do pino. A superfície do chip e, por conseqüência, a base do pino são mantidas a uma temperatura T_b = 350 K.

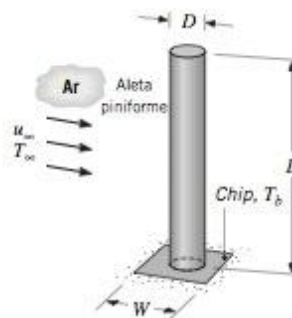



Figura P17.34

(a) Admitindo que o chip cause um efeito desprezível sobre o escoamento que passa ao redor do pino, qual é o coeficiente médio de transferência de calor por convecção na superfície do pino?

(b) Desprezando a radiação e admitindo que o coeficiente de transferência de calor por convecção na extremidade do pino seja igual ao calculado no item (a), determine a taxa de transferência de calor no pino.

(c) Desprezando a radiação e admitindo que o coeficiente de transferência de calor por convecção na superfície exposta do chip seja igual ao calculado no item (a), determine a taxa de transferência de calor total saindo do chip.

17.35 Um bastão horizontal de cobre, com 10 mm de diâmetro e 100 mm de comprimento, é inserido no espaço de ar entre superfícies de um componente eletrônico para melhorar a dissipação de calor. As extremidades do bastão estão a 90°C, enquanto ar a 25°C escoa transversalmente ao cilindro com uma velocidade de 25 m/s. Qual é a temperatura no plano médio do bastão? Qual é a taxa de transferência de calor dissipado através do bastão?

17.36 Uma linha de alta tensão, com condutores de 25 mm de diâmetro, possui uma resistência elétrica de 10^{-4} Ω/m e transporta uma corrente de 1000 A.

(a) Se o ar ambiente a 10°C e 10 m/s encontra-se em escoamento transversal à linha, qual é a temperatura de sua superfície?

(b) Se a linha de alta tensão pode ser assemelhada a um bastão sólido de cobre, qual é a temperatura no seu eixo central?

17.37 Água quente a 50°C é enviada de um prédio onde ela é gerada a um prédio adjacente no qual é utilizada para aquecimento de ambiente interno. A transferência entre os prédios se dá por meio de uma tubulação de aço ($k = 60$ W/m · K) de 100 mm de diâmetro externo e 8 mm de espessura de parede. Durante o inverno, as condições ambientais representativas envolvem ar a $T_\infty = -5$°C e $u_\infty = 3$ m/s em escoamento transversal ao redor de tubulação.

(a) Se o custo de produção de água quente é de $0,05 por kW · h, qual é o custo diário representativo da perda de calor de uma tubulação não isolada termicamente por metro de comprimento de tubo? A resistência à convecção associada ao escoamento da água na tubulação pode ser desprezada.

(b) Determine a economia associada à aplicação de um revestimento isolante de uretano ($k = 0,026$ W/m · K) de 10 mm de espessura na superfície externa da tubulação.

17.38 (CD-ROM)

17.39 (CD-ROM)

17.40 (CD-ROM)

ESCOAMENTO EXTERNO: ESFERAS

17.41 Água a 20°C escoa ao redor de uma esfera de 20 mm de diâmetro com uma velocidade de 5 m/s. A superfície da esfera encontra-se a 60°C. Qual é a taxa de transferência de calor saindo da esfera?

17.42 Ar a 25°C escoa ao redor de uma esfera de 10 mm de diâmetro com uma velocidade de 25 m/s, enquanto a superfície da esfera é mantida a 75°C.

(a) Qual é a taxa de transferência de calor saindo da esfera?

(b) Faça um gráfico da taxa de transferência de calor em função da velocidade do ar na faixa de 1 a 25 m/s.

17.43 Ar atmosférico a 25°C e uma velocidade de 0,5 m/s escoa em torno de uma lâmpada incandescente de 50 W cuja temperatura é 140°C. O bulbo pode ser assemelhado a uma esfera de 50 mm de diâmetro. Qual é a taxa de transferência de calor por convecção para o ar?

17.44 O terminal esférico de um instrumento subaquático utilizado para produzir sons e para medir condições na água possui um diâmetro de 85 mm e dissipa uma potência elétrica de 300 W sob forma de calor.

(a) Estime a temperatura da superfície do terminal quando imerso em uma baía onde a correnteza é de 1 m/s e a temperatura da água é de 15°C.

(b) Inadvertidamente, o terminal é retirado da água e exposto ao ar ambiente sem ser desenergizado. Estime a temperatura da superfície do terminal se a temperatura do ar é de 15°C e a velocidade do vento é 3 m/s.

17.45 Uma peça de trabalho esférica em cobre puro com um diâmetro de 15 mm e uma emissividade de 0,5 é imersa em um grande forno com paredes a uma temperatura uniforme de 600°C. Ar escoa sobre a peça de trabalho a uma temperatura de 900°C e uma velocidade de 7,5 m/s.

(a) Determine a temperatura da peça de trabalho em regime permanente.

(b) Estime o tempo necessário para que a temperatura da peça de trabalho fique situada no interior de uma faixa de 5°C em torno da temperatura de regime permanente se a peça está inicialmente a uma temperatura uniforme de 25°C.

17.46 Uma junção de termopar é inserida em um grande duto para medir a temperatura dos gases quentes que escoam através do duto.

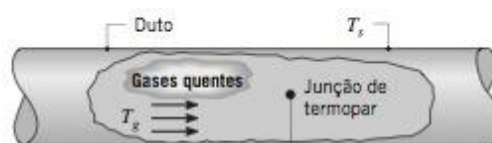



Figura P17.46

(a) Se a temperatura da superfície do duto T_s for menor do que a temperatura do gás T_g, o termopar irá detectar uma temperatura menor, igual ou maior do que T_g? Justifique sua resposta com base em uma análise simplificada.

(b) Uma junção de termopar, na forma de uma esfera com 2 mm de diâmetro e que possui uma emissividade superficial de 0,60 é colocada em uma corrente de gás que escoa a 3 m/s. Se o termopar mede uma temperatura de 320°C quando a temperatura da superfície do duto é de 175°C, qual é a temperatura real do gás? O gás pode ser considerado como tendo as propriedades do ar à pressão atmosférica.

17.47 (CD-ROM)

ESCOAMENTO INTERNO: CAMADA LIMITE E CONSIDERAÇÕES DO BALANÇO DE ENERGIA

17.48 Compare os comprimentos de entrada hidrodinâmico e térmico para óleo, água e etileno glicol escoando através de um tubo com diâmetro de 25 mm, a uma velocidade e temperatura médias $u_m = 50$ mm/s e $T_m = 27$°C, respectivamente.

17.49 Os perfis de velocidade e de temperatura para o escoamento laminar em um tubo de raio $r_o = 10$ mm possuem as formas

$$u(r) = 0,1[1 - (r/r_o)^2]$$
$$T(r) = 344,8 + 75,0(r/r_o)^2 - 18,8(r/r_o)^4$$

com unidades de m/s e K, respectivamente. Determine o valor correspondente da temperatura média (ou global), T_m, nessa posição axial.

17.50 Ar atmosférico entra na seção aquecida de um tubo circular com uma vazão mássica de 0,005 kg/s e a uma temperatura de 20°C. O diâmetro do tubo é $D = 50$ mm e condições de escoamento completamente desenvolvido, com $h = 25$ W/m² · K, estão presentes ao longo de todo o comprimento $L =$

3m. No interior da seção aquecida é mantido um fluxo térmico uniforme de $q''_s = 1000$ W/m2.

(a) Determine a taxa total de transferência de calor q e a temperatura média $T_{m,o}$ do ar que deixa o tubo.

(b) Qual é o valor da temperatura da superfície na entrada do tubo $T_{s,i}$ e da temperatura $T_{s,o}$ na saída?

(c) Esboce a variação axial de T_s e T_m com a distância x a partir da entrada. Na mesma figura, esboce também (qualitativamente) a variação axial de T_s e T_m para o caso mais realista no qual o coeficiente local de transferência de calor por convecção varia com x.

17.51 Ar atmosférico entra em um duto de aquecimento não isolado com 10 m de comprimento e 150 mm de diâmetro a 60°C e a 0,04 kg/s. A temperatura do ar na saída é 30°C e a temperatura da superfície do duto é aproximadamente constante e igual a $T_s = 15$°C.

(a) Determine a taxa de transferência de calor.

(b) Calcule a *média logarítmica da diferença de temperatura*, ΔT_{lm}.

(c) Qual é o coeficiente médio $\bar{h}$ de transferência de calor por convecção para o ar que escoa?

(d) Esboce a variação axial de T_s e T_m com a distância x a partir da entrada. Comente as características principais das distribuições.

APLICAÇÕES DE ESCOAMENTO INTERNO: COMPLETAMENTE DESENVOLVIDO, ESCOAMENTO LAMINAR

17.52 Etileno glicol escoa a 0,01 kg/s através de um tubo de parede delgada de 3 mm de diâmetro. O tubo é enrolado em espiral e submerso em um banho de água dotado de agitador e mantido a 25°C. Se o fluido entra no tubo a 85°C, quais são a taxa de calor e o comprimento do tubo para que o fluido saia a 35°C? Despreze o ganho de calor associado com o enrolamento em espiras.

17.53 Nos estágios finais de fabricação, um produto farmacêutico é esterilizado através do seu aquecimento de 25 a 75°C à proporção que ele escoa a 0,2 m/s através de um tubo reto de aço inoxidável de paredes delgadas de 12,7 mm de diâmetro. Um fluxo térmico uniforme é mantido por um aquecedor de resistência elétrica enrolado em torno da superfície externa do tubo. Se o comprimento do tubo é de 10 m, qual é o fluxo térmico necessário? Desprezando os efeitos de entrada, qual é a temperatura da superfície na saída do tubo? As propriedades do fluido podem ser aproximadas como $\rho = 1000$ kg/m3, $c_p = 4000$ J/kg · K, $\mu = 2 \times 10^{-3}$ kg/s · m, $k = 0,48$ W/m · K e Pr = 10.

17.54 Um transformador elétrico de potência, com diâmetro de 300 mm e altura de 500 mm, dissipa 1000 W. É desejável manter a temperatura de sua superfície em 47°C através do escoamento de glicerina a 24°C através de um tubo de parede delgada de 20 mm de diâmetro soldada à superfície lateral do transformador. Todo o calor dissipado pelo transformador considerado supõe-se ser transferido para a glicerina. Admitindo que a elevação máxima de temperatura do refrigerante seja 6°C e que o escoamento seja completamente desenvolvido ao longo de todo o tubo, determine a vazão de refrigerante necessária, o comprimento total da tubulação e o espaçamento lateral S entre espiras consecutivas do tubo.

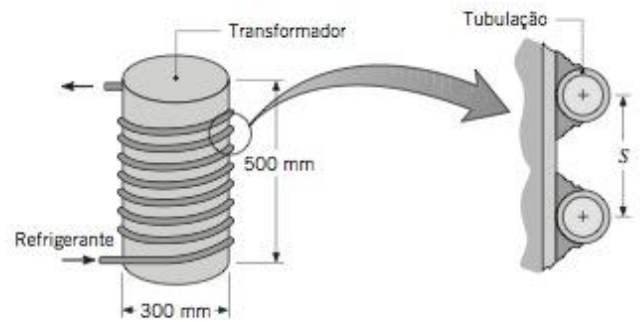



Figura P17.54

17.55 Você está projetando um dispositivo de troca de calor para uma sala cirúrgica destinado a resfriar sangue (desviado do paciente) de 40 para 30°C através da passagem do fluido por uma serpentina imersa em um vaso contendo mistura de água e gelo. A vazão volumétrica é 10^{-4} m3/min; o diâmetro do tubo (D) é 2,5 mm; e $T_{m,i}$ e $T_{m,o}$ representam as temperaturas do sangue na entrada e na saída, respectivamente.

(a) Para qual temperatura você estimaria as propriedades do fluido ao determinar o valor de $\bar{h}$ em todo o comprimento do tubo?

(b) Se as propriedades do sangue estimadas na temperatura do item (a) são $\rho = 1000$ kg/m3, $\nu = 7 \times 10^{-7}$ m2/s, $k = 0,5$ W/m · K e $c_p = 4000$ J/kg · K, qual é o número de Prandtl para o sangue?

(c) O escoamento do sangue é laminar ou turbulento?

(d) Desprezando todos os efeitos de entrada e admitindo condições de escoamento completamente desenvolvido, calcule o valor de $\bar{h}$ para a transferência de calor do sangue.

(e) Qual é a taxa total de perda de calor do sangue à proporção que ele escoa através do tubo?

(f) Quando os efeitos de convecção livre na superfície externa do tubo são considerados, o coeficiente médio global $\bar{U}$ de transferência de calor entre o sangue e a mistura de água e gelo pode ser aproximado por 300 W/m2 · K. Determine o comprimento L do tubo necessário para obter a temperatura de saída $T_{m,o}$.

17.56 Ar escoando a 3×10^{-4} kg/s e 27°C entra em um duto retangular com 1 m de comprimento e lados de 4 mm e 16 mm. Um fluxo térmico uniforme de 600 W/m2 é imposto à superfície do duto. Qual é a temperatura do ar e a da superfície do duto na saída?

17.57 Ar escoando a 4×10^{-4} kg/s e 27°C entra em um duto triangular com 20 mm de lado e 2 m de comprimento. A superfície do duto é mantida a 100°C. Admitindo escoamento completamente desenvolvido ao longo de todo o duto, determine a temperatura de saída do ar.

17.58 (CD-ROM)

17.59 (CD-ROM)

Aplicações de Escoamento Interno: Escoamento Turbulento Completamente Desenvolvido

17.60 Água escoando através de um tubo de 40 mm de diâmetro com uma vazão de 2 kg/s deve ser aquecida de 25 para 75°C pela manutenção da superfície do tubo a uma temperatura da superfície de 100°C. Qual é o comprimento de tubo necessário para essas condições?

17.61 Ar atmosférico entra em um duto de aquecimento sem isolamento térmico de 10 m de comprimento e 150 mm de diâmetro a uma temperatura de 60°C e a uma vazão de 0,04 kg/s. A temperatura da superfície do duto é aproximadamente constante e igual a $T_s = 15$°C. Quais são a temperatura de saída do ar e a taxa de transferência de calor q para essas condições?

17.62 Água escoa com uma vazão de 2 kg/s através de um tubo de 40 mm de diâmetro e 4 m de comprimento. A água entra no tubo a 25°C e a temperatura da superfície do tubo é 90°C. Qual é a temperatura de saída da água? Qual é a taxa de transferência de calor para a água?

17.63 Considere um tubo de parede delgada de 10 mm de diâmetro e 2 m de comprimento. Água entra no tubo procedente de um grande reservatório a uma vazão de $\dot{m} = 0,2$ kg/s e a uma temperatura de $T_{m,i} = 47$°C. Se a superfície do tubo é mantida a uma temperatura uniforme de 27°C, qual é a temperatura de saída da água, $T_{m,o}$? Qual é a taxa de transferência de calor da água? Para obter as propriedades da água, admita uma temperatura média $\overline{T}_m = 300$ K.

17.64 A seção do evaporador de uma bomba de calor é instalada em um grande reservatório de água, que é utilizado como uma fonte de calor durante o inverno. À proporção que o calor é extraído da água, ela começa a congelar criando um banho de gelo/água a 0°C que pode ser utilizado para o condicionamento de ar durante o verão. Considere condições de resfriamento no verão para as quais o ar atravessa um conjunto de tubos de cobre, com diâmetro interno $D = 50$ mm, submerso no banho.

(a) Se o ar entra em cada tubo a uma temperatura média de $T_{m,i} = 24$°C e uma vazão de $\dot{m} = 0,01$ kg/s, qual é o comprimento de tubo L necessário para fornecer uma temperatura de saída $T_{m,o} = 14$°C?

(b) Com 10 tubos passando através de um reservatório de volume total de 10 m^3, que contém inicialmente 80% de gelo por volume, qual é o comprimento necessário para o gelo derreter completamente? A massa específica e o calor de fusão do gelo são 920 kg/m^3 e $3,34 \times 10^5$ J/kg, respectivamente.

17.65 Água de resfriamento escoa através de tubos de paredes delgados e diâmetros de 25,4 mm, de um condensador de vapor d'água a uma velocidade de 1 m/s enquanto uma temperatura superficial de 350 K é mantida pela condensação do vapor. A temperatura de entrada da água é 290 K e os tubos possuem 5 m de comprimento. Qual é a temperatura de saída da água? Determine as propriedades físicas da água a uma temperatura média estimada de $\overline{T}_m = 300$ K.

17.66 O núcleo de um reator nuclear de alta temperatura, resfriado a gás, possui tubos de resfriamento de 20 mm de diâmetro e 780 mm de comprimento. *Hélio* entra no sistema a 600 K e sai a 1000 K, quando sua vazão através de cada tubo é de 8×10^{-3} kg/s.

(a) Determine a temperatura uniforme na superfície da parede do tubo nessas condições.

(b) Se o gás refrigerante fosse o *ar*, determine a vazão necessária caso a taxa de transferência de calor e a temperatura da parede do tubo permanecessem as mesmas. Qual seria a temperatura de saída do ar?

17.67 Ar aquecido necessário para um processo de secagem de alimentos é gerado pela passagem de ar ambiente a 20°C através de tubos circulares longos ($D = 50$ mm, $L = 5$ m) alojados no interior de um condensador de vapor. Vapor saturado à pressão atmosférica condensa sobre a superfície externa dos tubos, mantendo uma temperatura superficial uniforme de 100°C. Se uma vazão de ar de 0,01 kg/s for mantida em cada tubo, determine a temperatura $T_{m,o}$ de saída e a taxa total de transferência de calor q para o tubo.

17.68 (CD-ROM)

17.69 Um fluido entra em um tubo de paredes delgadas de 5 mm de diâmetro e 2 m de comprimento com uma vazão de 0,04 kg/s e temperatura $T_{m,i} = 85$°C. A superfície do tubo é mantida a uma temperatura $T_s = 25$°C e para esta condição de operação a temperatura de saída é $T_{m,o} = 31,1$°C. Qual é a temperatura de saída se a vazão for dobrada? Escoamento completamente desenvolvido e turbulento pode ser admitido em ambos os casos e as propriedades do fluido podem ser consideradas independentes da temperatura.

17.70 Ar a 1 atm e 285 K entra em um duto retangular longo com 2 m de comprimento e uma seção transversal de 75 mm por 150 mm. A superfície da parede do duto é mantida a uma temperatura constante de 400 K e a vazão mássica de ar é 0,10 kg/s. Determine a taxa de transferência de calor do duto para o ar e a temperatura de saída do ar.

17.71 (CD-ROM)

17.72 (CD-ROM)

17.73 (CD-ROM)

17.74 (CD-ROM)

Aplicações de Escoamento Interno: Efeitos de Fluidos Externos

17.75 (CD-ROM)

17.76 (CD-ROM)

17.77 (CD-ROM)

17.78 (CD-ROM)

17.79 (CD-ROM)

17.80 (CD-ROM)

Convecção Livre: Placas Verticais

17.81 Uma placa metálica quadrada de 200 mm de lado, montada verticalmente, é mantida a uma temperatura uniforme de

15°C enquanto exposta ao ar em repouso a 40°C. Calcule o coeficiente médio de transferência de calor da placa utilizando *todas* as correlações apropriadas. Calcule a espessura da camada limite no bordo de fuga.

17.82 Considere uma placa de 0,25 m de comprimento que é mantida a uma temperatura superficial uniforme de 70°C e é suspensa verticalmente em ar em repouso a uma temperatura de 25°C e uma pressão de 1 atmosfera.

(a) Calcule a taxa de transferência de calor da placa por convecção livre.

(b) Estime a espessura da camada limite no bordo de fuga da placa.

(c) Como as taxas de transferência de calor e a espessura da camada limite podem ser comparadas com aquelas que existiriam se o ar estivesse escoando sobre a placa com uma velocidade de corrente livre de 5 m/s?

17.83 Os componentes de uma placa vertical quadrada de circuitos de 150 mm de lado dissipam 5 W. A superfície posterior da placa é termicamente bem isolada e a superfície frontal é exposta ao ar em repouso a 27°C.

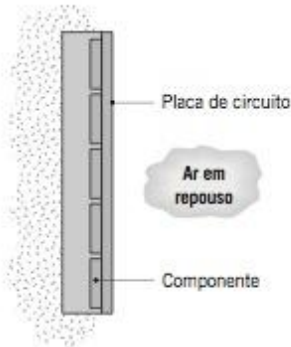



Figura P17.83

Qual é a temperatura da placa para a condição de superfície isotérmica?

17.84 Considere um conjunto de aletas retangulares verticais que devem ser utilizadas para resfriar um componente eletrônico imerso em ar atmosférico em repouso a $T = 27$°C. Cada aleta tem $L = 20$ mm e $H = 150$ mm e opera em uma temperatura aproximadamente uniforme de $T_s = 77$°C.

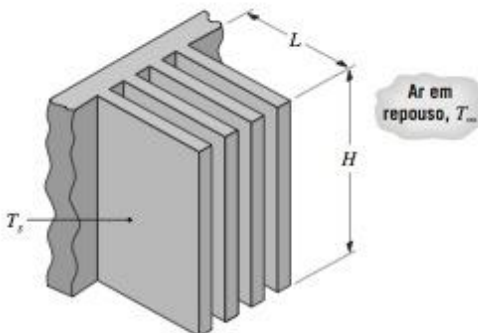



Figura P17.84

Considerando cada superfície de aleta como uma placa vertical em um meio infinito em repouso, estime a taxa de transferência de calor por convecção livre de uma aleta. Comente sobre o efeito da formação da camada limite em espaçamentos específicos entre as aletas.

17.85 Durante um dia de inverno, o vidro de uma porta de correr de uma varanda com altura de 1,8 m e largura de 1,0 m mostra uma linha de congelamento próximo à sua base (Fig. P17.85). As temperaturas da parede da sala e do ar são 15°C.

Figura P17.85

(a) Estime a transferência de calor através do vidro devida à convecção livre e à radiação. Admita que o vidro tenha uma temperatura uniforme de 0°C e a emissividade da superfície do vidro seja de 0,94. Se a sala possuir um aquecedor elétrico de chão estime o custo diário correspondente à perda de calor pelo vidro para uma tarifa de 0,08 $/kW · h.

(b) Explique por que o vidro mostra uma camada de gelo na base ao invés de no topo.

17.86 Um recipiente com paredes delgadas contendo um fluido de processo a quente a 50°C é colocado em um banho de água fria em repouso a 10°C. A transferência de calor nas superfícies interna e externa do recipiente pode ser aproximada pelo escoamento de convecção livre em uma placa vertical.

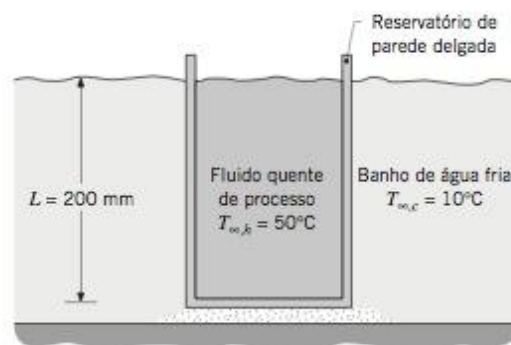



Figura P17.86

Determine o coeficiente global de transferência de calor entre o fluido de processo a quente e o banho de água fria. Admita que as propriedades do fluido de processo a quente são iguais às da água nas mesmas condições. *Sugestão:* Admita a temperatura da superfície do recipiente como sendo 30°C ao estimar os coeficientes de convecção.

17.87 (CD-ROM)

Convecção Livre: Placas Horizontais

17.88 Uma grelha circular com diâmetro de 0,25 m e emissividade de 0,9 é mantida a uma temperatura superficial constante de 130°C. Qual é a potência elétrica necessária quando o ar ambiente e a vizinhança estão a 24°C?

17.89 Um aquecedor elétrico com a forma de um disco horizontal de 400 mm de diâmetro é utilizado para aquecer o fundo de um tanque cheio de óleo de motor a uma temperatura de 5°C. Calcule a potência necessária para manter a superfície do aquecedor a uma temperatura de 70°C.

17.90 Uma placa negra opaca horizontal (300 mm × 300 mm) é exposta a um fluxo solar de 700 W/m^2 sob ar em repouso e em condições de céu claro. A temperatura do ar ambiente é 20°C e a temperatura do céu é −10°C (trate o céu como um grande ambiente isotérmico). Admitindo que a superfície posterior da placa seja isolada termicamente, determine a temperatura da placa em regime permanente. *Sugestão*: Admita um valor de temperatura de película adequado ao uso da correlação de transferência de calor por convecção; após calcular a temperatura da superfície verifique se sua hipótese foi razoável.

17.91 Uma placa fria de 200 mm × 200 mm ($\varepsilon = 0{,}2$) está sendo projetada para manter amostras biológicas a 12°C. A placa fria horizontal está localizada em uma grande caixa de luvas para onde o ar ambiente seco e em repouso e a vizinhança estão a 25°C. A parte inferior da placa fria é fixada em um resfriador termoelétrico que opera com uma eficiência de 12%. A eficiência é definida como a razão entre a taxa de calor fornecido ao sistema e a potência elétrica consumida pelo sistema. Estime a potência elétrica necessária para operar o resfriador sob essas condições.

17.92 Uma placa horizontal de 1 m por 1 m é exposta a um fluxo térmico radiante líquido de 300 W/m^2 em sua superfície inferior. Se a superfície superior da placa é termicamente bem isolada, estime a temperatura que a placa atingirá quando o ar ambiente estiver em repouso e a uma temperatura de 0°C.

17.93 Considere uma aleta plana horizontal, com 6 mm de espessura, fabricada em aço carbono não-ligado ($k = 57$ W/m · K, $\varepsilon = 0{,}5$) de 100 mm de comprimento. A base da aleta é mantida a 150°C, enquanto o ar ambiente em repouso e a vizinhança encontram-se a 25°C. Admita que a extremidade da aleta é adiabática.

(a) Estime o coeficiente de transferência de calor por convecção livre para as superfícies superior e inferior da aleta. *Sugestão*: Utilize uma temperatura média de superfície de aleta de 125°C para sua análise.

(b) Estime o coeficiente de transferência de calor por radiação linearizado baseado na temperatura média considerada na superfície da aleta.

(c) Utilizando os resultados anteriores para representar um coeficiente combinado de transferência de calor por convecção-radiação, estime a taxa de calor da aleta por unidade de largura, q' (W/m).

17.94 (CD-ROM)

Convecção Livre: Cilindro Horizontal e Esfera

17.95 Um cabo elétrico horizontal de 25 mm de diâmetro apresenta uma taxa de dissipação térmica de 30 W/m. Se a temperatura do ar ambiente é 27°C, estime a temperatura da superfície do cabo. Admitir troca de calor por radiação desprezível.

17.96 Um aquecedor elétrico de imersão, com 10 mm de diâmetro e 300 mm de comprimento, tem potência nominal de 550 W. Se o aquecedor for posicionado horizontalmente no interior de um grande tanque contendo água a 20°C, estime a temperatura superficial do aquecedor. Estime a temperatura superficial se o aquecedor for acidentalmente operado em ar a 20°C.

17.97 Sob operação em regime permanente, a temperatura da superfície de uma pequena lâmpada incandescente é 125°C quando a temperatura do ar ambiente e das paredes for 25°C. Assemelhando o bulbo a uma esfera de 40 mm de diâmetro com uma emissividade superficial de 0,8, qual é a taxa de transferência de calor da superfície do bulbo para a vizinhança?

17.98 Uma esfera de 25 mm de diâmetro contém um aquecedor elétrico embutido. Calcule a potência necessária para manter a temperatura da superfície em 94°C quando a esfera for exposta a um meio em repouso a 20°C para **(a)** ar a pressão atmosférica, **(b)** água e **(c)** etileno glicol.

17.99 Uma esfera de cobre de 25 mm de diâmetro com um revestimento de baixa emissividade é removida de um forno a uma temperatura uniforme de 85°C e colocada para resfriar em um fluido em repouso mantido a 25°C.

(a) Calcule o coeficiente de transferência de calor por convecção associado à condição inicial da esfera se o fluido em repouso for o ar.

(b) Utilizando o método da capacitância concentrada com o coeficiente de transferência de calor por convecção estimado no item (a), estime o tempo para a esfera atingir 30°C.

(c) Repita sua análise para estimar o tempo de resfriamento se o fluido em repouso for água.

17.100 Considere uma aleta piniforme horizontal de 6 mm de diâmetro e 60 mm de comprimento fabricada de aço carbono não-ligado ($k = 57$ W/m · K, $\varepsilon = 0{,}5$). A base da aleta é mantida a 150°C, enquanto o ar ambiente em repouso e a vizinhança estão a 25°C. Admita que a extremidade da aleta seja adiabática. Estime a taxa de transferência de calor da aleta, q_f. Admita a temperatura da superfície da aleta de 125°C na estimativa do coeficiente de transferência de calor por convecção livre e o coeficiente linearizado de transferência de calor por radiação. Quão sensível é essa estimativa em relação à sua escolha da temperatura média da superfície da aleta?

17.101 (CD-ROM)

17.102 (CD-ROM)

Trocador de Calor: Coeficiente Global de Transferência de Calor

17.103 Em uma caldeira tubular, produtos quentes de combustão que escoam através de um feixe de tubos com paredes fi-

nas são utilizados para aquecer água que escoa sobre os tubos. Quando da instalação, o coeficiente global de transferência de calor era de 400 W/m^2 · K. Após 1 ano de uso, há deposição sobre as superfícies interna e externa dos tubos correspondendo a fatores de incrustação de $R''_{f,i}$ = 0,0015 e $R''_{f,o}$ = 0,0005 m^2 · K/W, respectivamente. A caldeira deveria ser parada para serviços de limpeza das superfícies dos tubos?

17.104 Tubos de aço (k = 15 W/m · K) com diâmetros interno e externo D_i = 10 mm e D_o = 20 mm, respectivamente, são utilizados em um condensador. Sob condições normais de operação, um coeficiente de transferência de calor por convecção h_i = 7000 W/m^2 · K é associado à condensação na superfície interna dos tubos, enquanto um coeficiente h_o = 100 W/m^2 · K é mantido por ar escoando sobre os tubos. Qual é o coeficiente global U_h de convecção no lado quente? A resistência térmica da parede do tubo é significativa?

17.105 Um tubo de aço (k = 50 W/m · K) de diâmetros interno e externo D_i = 20 mm e D_o = 26 mm, respectivamente, é utilizado para transferir calor dos gases quentes que escoam sobre o tubo (h_h = 200 W/m^2 · K) para água fria que escoa através do tubo (h_c = 8000 W/m^2 · K). Qual é o coeficiente global de transferência de calor U_c no lado frio?

17.106 Um tubo de cobre com diâmetros interno e externo D_i = 13 mm e D_o = 18 mm, respectivamente, é utilizado em um trocador de calor casco e tubos (Fig. P17.06). O coeficiente de transferência de calor por convecção associado ao processo de condensação é 11.000 W/m^2 · K.

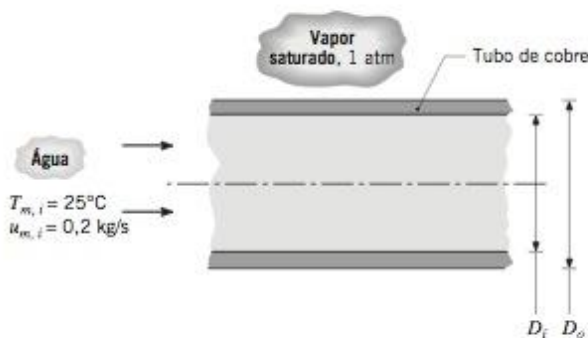



Figura P17.106

(a) Estime o coeficiente de transferência de calor por convecção para o escoamento interno admitindo condições de escoamento completamente desenvolvido.

(b) Determine o coeficiente global U_o de transferência de calor baseado na área externa do tubo. Compare a resistência térmica devida à convecção interna, à condução na parede do tubo e à condensação. Represente essas resistências em um circuito térmico e assinale todos os elementos.

TROCADORES DE CALOR: TIPO TUBO CONCÊNTRICO

17.107 Considere o trocador de calor com escoamento em contracorrente do Exemplo 17.14. Da análise, você viu que o coeficiente global é dominado pelo coeficiente de transferência por convecção h_o do lado quente. O gerente de operações descobriu que uma espiral inserida no espaço anular, que aumentaria h_o por um fator de 10, encontra-se disponível comercialmente. Se essa intensificação pudesse ser obtida, qual seria o comprimento necessário do tubo mantendo inalteradas todas as outras condições?

17.108 Considere o trocador de calor com escoamento em contracorrente do Exemplo 17.14. O projetista deseja considerar o efeito da vazão da água de arrefecimento no comprimento do tubo. Todas as demais condições, incluindo a temperatura de saída do óleo de 60°C, permanecem as mesmas. Calcule o comprimento necessário L do trocador e a temperatura de saída da água $T_{c,o}$ se a vazão da água de arrefecimento fosse dobrada.

17.109 Considere um trocador de calor de tubo concêntrico com uma área de 50 m^2 operando sob as seguintes condições:

	Fluido quente	Fluido frio
Taxa de capacidade de calor, kw/k	6	3
Temperatura de entrada, °C	60	30
Temperatura de saída, °C	—	54

(a) Determine a temperatura de saída do fluido quente.

(b) O trocador de calor está operando com escoamento em contracorrente ou com escoamento paralelo, ou você não pode dizer se essa avaliação é possível?

(c) Calcule o coeficiente global de transferência de calor.

17.110 Considere um trocador de calor de tubos concêntricos *muito longo*, tendo as temperaturas de entrada da água quente e da fria de 85 e 15°C, respectivamente. A vazão de água quente é duas vezes a de água fria. Admitindo calores específicos equivalentes para a água quente e fria, determine a temperatura de saída da água quente para os seguintes modos de operação: **(a)** escoamento em contracorrente e **(b)** escoamento paralelo.

17.111 Um trocador de calor concêntrico com escoamento em contracorrente utilizado para resfriamento de óleo de motor está em operação por um longo período de tempo. A área da superfície de transferência de calor do trocador é 5 m^2 e o *valor de projeto* do coeficiente global de convecção é 38 W/m^2 · K. Durante um teste, óleo de motor escoando a 0,1 kg/s é resfriado de 110°C até 66°C por água fornecida a uma temperatura de 25°C e uma vazão de 0,2 kg/s. Determine se teriam ocorrido incrustações durante o período de operação. Caso afirmativo, calcule o fator de incrustação, R''_f (m^2 · K/W).

17.112 Um fluido de processo com calor específico de 3500 J/kg · K e escoando a 2 kg/s deve ser resfriado de 80°C para 50°C com água fria, que é fornecida a uma temperatura de 15°C e uma vazão de 2,5 kg/s. Admitindo um coeficiente global de transferência de calor de 2000 W/m^2 · K, calcule as áreas de transferência de calor necessárias para as seguintes configurações de trocadores: **(a)** escoamento paralelo, **(b)** escoamento em contracorrente.

17.113 Água a 225 kg/h deve ser aquecida de 35 para 95°C por meio de um trocador de calor de tubos concêntricos. Óleo a

225 kg/h e 210°C, com um calor específico de 2095 J/Kg · K, deve ser utilizado como fluido quente. Se o coeficiente global de transferência de calor baseado no diâmetro externo do tubo interno é 550 W/m^2 · K, determine o comprimento do trocador se o diâmetro externo for 100 mm.

17.114 Um trocador de tubos concêntricos utiliza água, que está disponível a 15°C, para resfriar etileno glicol de 100 para 60°C. As vazões da água e do etileno glicol são 0,5 kg/s, cada. O que é preferível, um modo de operação com escoamento paralelo ou com escoamento em contracorrente?

17.115 (CD-ROM)

17.116 (CD-ROM)

17.117 Em uma indústria de laticínios, leite a uma vazão de 250 litros/hora e com uma temperatura de 38,6°C (do corpo da vaca) deve ser resfriado para uma temperatura segura de armazenamento menor ou igual a 13°C. Água subterrânea a 10°C está disponível com uma vazão de 0,72 m^3/h. A massa específica e o calor específico do leite são 1030 kg/m^3 e 3860 J/kg · K, respectivamente.

(a) Determine a temperatura de saída da água.

(b) Determine o produto *UA* de um trocador de calor com escoamento em contracorrente necessário ao processo de resfriamento. Determine o comprimento do trocador se o tubo interno tem um diâmetro de 50 mm e o coeficiente global de transferência de calor é $U = 1000$ W/m^2 · K.

(c) Utilizando o valor de *UA* encontrado no item (a), determine a temperatura de saída do leite se a vazão de água fosse dobrada. Qual seria a temperatura de saída se a vazão fosse reduzida à metade?

17.118 Em uma cirurgia com coração aberto sob condições hipotérmicas, o sangue do paciente é resfriado antes da cirurgia e reaquecido após esta. Propõe-se para este fim a utilização de um trocador de calor de tubos concêntricos de paredes delgadas, com 0,5 m de comprimento e um diâmetro interno de 55 mm. O calor específico do sangue é 3500 J/kg · K. O coeficiente global de transferência de calor é 500 W/m^2 · K. Se a água a $T_{h,i} = 60$°C e $\dot{m}_h = 0{,}10$ kg/s é utilizada para aquecer o sangue que entra no trocador a $T_{c,i} = 18$°C e $\dot{m}_h = 0{,}05$ kg/s, qual é a temperatura de sangue ao deixar o trocador de calor?

17.119 (CD-ROM)

TROCADORES DE CALOR: CASCO E TUBOS E ESCOAMENTO TRANSVERSAL

17.120 Gases quentes de exaustão são utilizados em um trocador casco e tubos para aquecer 2,5 kg/s de água de 35 para 85°C. Os gases, admitidos como tendo as propriedades do ar, entram a 200°C e saem a 93°C. O coeficiente global de transferência de calor é 180 W/m^2 · K. Calcule a área da superfície do trocador de calor.

17.121 Vapor saturado a 100°C condensa em um trocador de calor casco e tubos (um passe no casco e dois passes nos tubos) com um coeficiente global de transferência de calor de 2000 W/m^2 · K. Água entra a 0,5 kg/s e 15°C e sai do trocador a 48°C. Determine a área necessária e a taxa de condensação de vapor.

17.122 Um radiador de automóvel pode ser visto como um trocador de calor. Água, que escoa com uma vazão de 0,05 kg/s, entra no radiador a 400 K e sai a 330 K. A água é resfriada pelo ar que entra a 0,75 kg/s e a uma temperatura de 300 K. Se o coeficiente global de transferência de calor é 200 W/m^2 · K, qual é a área necessária da superfície de transferência de calor?

17.123 Um trocador de calor de correntes cruzadas utilizado no procedimento "by pass" cardiopulmonar resfria sangue escoando a 5 litros/min do corpo do paciente à temperatura de 37°C para 25°C a fim de induzir hipotermia no corpo. O refrigerante é gelo a 0°C e sua vazão é ajustada para fornecer uma temperatura de saída de 15°C. O coeficiente global de transferência de calor do trocador de calor é 750 W/m^2 · K. A massa específica e o calor específico do sangue são 1050 kg/m^3 e 3740 J/kg · K, respectivamente.

(a) Determine a taxa de transferência de calor para o trocador.

(b) Calcule a vazão de água.

(c) Qual é a área da superfície do trocador de calor?

17.124 Um trocador de calor de correntes cruzadas, passe único, utiliza gases quentes de exaustão para aquecer água de 30 para 80°C a uma vazão de 3 kg/s. Os gases de exaustão, que possuem propriedades termofísicas semelhantes às do ar, entram e saem do trocador a 225 e 100°C, respectivamente. Se o coeficiente global de transferência de calor é 200 W/m^2 · K, estime a área de superfície necessária.

Transferência de Calor por Radiação

Introdução...

Quando existe uma diferença de temperatura entre duas superfícies, pode ocorrer transferência líquida de calor por radiação mesmo na ausência de um meio material interveniente. Na Seção 15.1.3, introduzimos os *processos de radiação* (emissão, irradiação, absorção e reflexão), as *propriedades relativas* (emissividade, absortividade e refletividade) e a *equação da taxa* (lei de Stefan Boltzmann).

Vamos expandir neste capítulo esses conceitos introdutórios e apresentar novos métodos para lidar com a transferência de calor por radiação das *superfícies espectralmente seletivas* e a troca de calor por radiação entre superfícies em *cavidades*. O termo espectralmente seletivo se refere a propriedades preferenciais de emissão e absorção associadas aos diferentes comprimentos de onda da radiação. Exemplos desse comportamento incluem as características de absorção e reflexão de superfícies com *neve* e dos *coletores* solares. Exemplos de cavidades são as fornalhas e os fornos com importantes características, como blindagens de radiação e paredes isoladas. Consideraremos as superfícies de cavidades como superfícies *cinzas* (sem propriedades espectrais preferenciais), um tratamento que facilita a análise e é representativo de muitas aplicações práticas.

São três os ***objetivos*** deste capítulo. O *primeiro objetivo* é desenvolver um conhecimento mais profundo dos fundamentos térmicos da radiação. O *segundo objetivo* é desenvolver uma metodologia para aplicar balanços de energia a *superfícies simples* com propriedades radiantes *espectralmente seletivas*. O *terceiro objetivo* é desenvolver as relações necessárias para o cálculo da troca de calor por radiação entre as superfícies que compõem uma *cavidade*.

objetivos do capítulo

Começamos pelo tratamento das grandezas do campo da radiação térmica, pelos métodos para a aplicação de balanços de energia e pelas características do corpo negro. Assim sendo, o capítulo é dividido em duas partes. A primeira parte lida com as superfícies *espectralmente seletivas* e um tratamento detalhado é dado às propriedades da radiação térmica necessárias para aplicar aos *balanços de energia* na superfície. A segunda parte é sobre a *superfície cinza de uma cavidade*, que envolve a utilização do *fator de forma* para descrever as características geométricas da cavidade e o desenvolvimento da representação de malha para facilitar a análise da troca radiante.

18.1 Conceitos Fundamentais

Considere um objeto que se encontra inicialmente a uma temperatura T_s mais elevada que a temperatura T_{viz} de sua vizinhança, mas ao redor do qual existe o vácuo (Fig. 18.1). A presença do vácuo impede a perda de energia a partir da superfície do objeto por condução ou convecção. Entretanto, nossa intuição nos diz que o objeto irá se resfriar e finalmente entrar em equilíbrio térmico com sua vizinhança. Esse resfriamento está associado a uma redução na energia interna armazenada pelo objeto e é uma conseqüência direta da *emissão* de radiação térmica pela sua superfície. Por sua vez, a superfície irá interceptar e absorver radiação originada na vizinhança. Entretanto, se $T_s > T_{viz}$, a taxa líquida *de transferência de calor por radiação*, $q_{rad,líq}$, é *da* superfície para a vizinhança e a superfície resfriará até que T_s atinja o valor de T_{viz}.

Associamos a ***radiação térmica*** à taxa de energia emitida pela matéria como um resultado da sua temperatura. A todo momento, radiação térmica está sendo emitida por toda a matéria que nos cerca: pela mobília e pelas paredes da sala, se nos encontramos em um ambiente fechado; ou pelo solo, prédios, atmosfera e Sol, se nos encontramos em um ambiente aberto. O mecanismo de ***emissão*** está relacionado à energia liberada como resultado de oscilações ou transições dos muitos elétrons que constituem a matéria. Essas oscilações são, por sua vez, sustentadas pela energia interna, e, portanto, pela temperatura da matéria. Assim,

radiação térmica

emissão

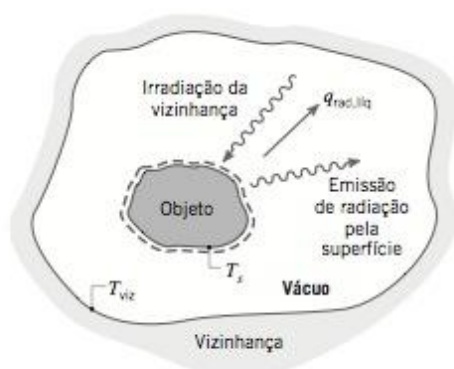



Figura 18.1 Um objeto quente sofre um resfriamento por transferência de calor por radiação e atinge finalmente o equilíbrio térmico com sua vizinhança.

associamos a emissão de radiação térmica à existência de condições termicamente excitadas no interior da matéria.

Sabemos que a radiação se origina da emissão pela matéria e que seu transporte subseqüente não exige a presença de matéria. Mas qual é a natureza desse transporte? Uma teoria vê a radiação como a *propagação* de um conjunto de partículas denominadas *fótons* ou *quanta*. De forma alternativa, a radiação pode ser vista como a propagação de *ondas eletromagnéticas*. Em qualquer caso atribuímos à radiação as propriedades típicas de uma onda: a freqüência ν e o comprimento de onda λ. Para a propagação da radiação em um determinado meio, as duas propriedades são relacionadas por $\lambda = c/\nu$, onde c é a velocidade da luz no meio. Para a propagação no vácuo, $c_0 = 2{,}998 \times 10^8$ m/s. A unidade do comprimento de onda é comumente o *micrômetro* (μm), onde 1 μm $= 10^{-6}$ m.

espectro eletromagnético

O ***espectro eletromagnético*** completo está delineado na Fig. 18.2. Os raios gama, os raios X e a radiação ultravioleta (UV) que possuem pequeno comprimento de onda, são de interesse dos físicos de alta energia e dos engenheiros nucleares, enquanto as microondas e as ondas de rádio que possuem grandes comprimentos de onda são de interesse dos engenheiros da área elétrica. É a fração intermediária do espectro, que se estende de aproximadamente 0,1 a 100 μm e que inclui uma fração da região UV e todo o espectro visível e infravermelho (IV), que é denominada *radiação térmica* e é pertinente à transferência de calor.

A radiação térmica emitida pela superfície engloba uma faixa de comprimentos de onda. Conforme mostrado na Fig. 18.3, a intensidade da radiação varia em função do comprimento de onda, e o termo *espectral* é utilizado como referência à natureza dessa dependência. A radiação emitida consiste em uma distribuição contínua e não-uniforme de componentes *monocromáticos* (com um único comprimento de onda). Como iremos ver adiante, tanto a intensidade da radiação em um comprimento de onda qualquer quanto a ***distribuição espectral*** variam com a natureza e a temperatura da superfície emissora.

distribuição espectral

A natureza espectral da radiação térmica é uma das duas características necessárias para sua descrição. A segunda característica se relaciona com sua *direcionalidade*. Embora algumas superfícies emitam prefe-

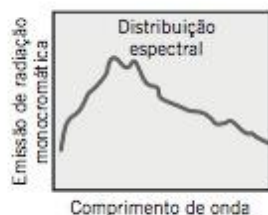
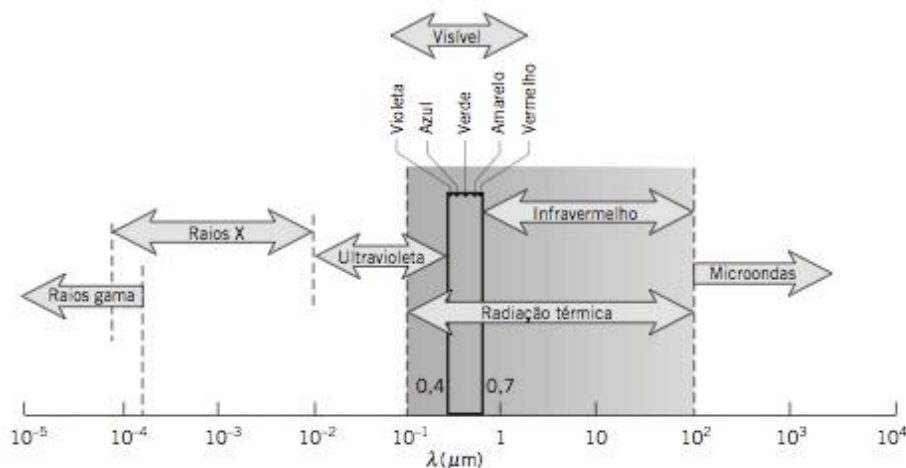



Figura 18.3

Figura 18.2 Espectro da radiação eletromagnética que identifica a região espectral da *radiação térmica* pertinente à transferência de calor.

rencialmente em certas direções, mostramos na Fig. 18.4 a ***distribuição direcional*** de radiação emitida, que é uniforme em todas as direções. Referimo-nos a essa distribuição como ***difusa*** e à superfície como *emissora difusa*. Tratá-la como difusa simplifica muito a análise e fornece uma boa aproximação para muitas aplicações em engenharia.

distribuição direcional difusa

Figura 18.4

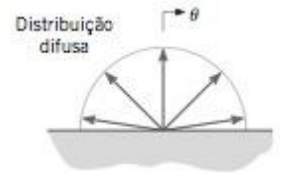
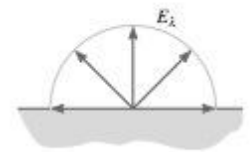
É importante reconhecer que impusemos restrições no nosso tratamento da análise da radiação. Além disso, para simplificar a distribuição direcional para condições *difusas*, consideraremos a emissão como um *fenômeno de superfície*, deixando para um estudo mais avançado os fenômenos volumétricos que estão presentes nos gases e sólidos semitransparentes, como vidros e sais. Além disso, consideraremos o meio que separa as superfícies sujeitas à troca por radiação como *não-participante*; isto é, o meio não absorve, não dispersa e não emite radiação da ou para a superfície. Essas restrições permitirão ainda a você realizar análises de engenharia em muitos sistemas térmicos práticos.

18.2 Processos e Grandezas da Radiação

Figura 18.5

Consideraremos três grandezas que descrevem o fenômeno da radiação térmica submetida à interação (processos) com uma superfície. O *poder emissivo* e a *irradiação* estão relacionados aos processos de emissão de uma superfície e à radiação incidente em uma superfície, respectivamente. A radiosidade está relacionada à radiação que deixa a superfície por emissão *e* por irradiação refletida. Supomos que a radiação é *difusa*, mas distinguimos as condições entre as condições de comprimento de onda *espectral* e *total*. Utilizando esses conceitos, vamos escrever os balanços de energia da superfície de duas formas diferentes, as quais serão úteis para a resolução de problemas e para o desenvolvimento de métodos de análise.

18.2.1 Poder Emissivo

Lembre-se de que a emissão se origina de uma superfície qualquer que esteja a uma temperatura não-nula. O conceito de ***poder emissivo*** é introduzido para quantificar a taxa de radiação emitida por unidade de área da superfície. O *poder emissivo espectral*, E_λ(W/m^2 · μm), é definido como a taxa pela qual a radiação de comprimento de onda λ é emitida *em todas as direções no espaço hemisférico* de uma superfície, *por* unidade de área da superfície e *por* unidade de intervalo $d\lambda$ de comprimento de onda em torno de λ (Fig. 18.5).

poder emissivo

O *poder emissivo total*, E(W/m^2), é a taxa pela qual a radiação é emitida *por* unidade de área em todas as direções possíveis e em todos os possíveis comprimentos de onda. Desse modo, conforme ilustrado na Fig. 18.6,

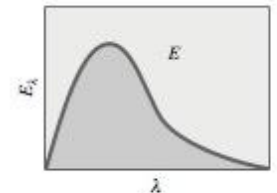



Figura 18.6

$$E = \int_0^\infty E_\lambda(\lambda)\, d\lambda \tag{18.1}$$

18.2.2 Irradiação

Figura 18.7

A aproximação anterior pode ser aplicada à radiação *incidente* (Figs. 18.7 e 18.8). Tal radiação pode se originar na emissão e na reflexão, ocorrendo em outras superfícies, ou na vizinhança e em fontes de radiação, como lâmpadas. A radiação incidente representa um fluxo de radiação, denominado ***irradiação***, que engloba a radiação incidente proveniente de *todas as direções*.

irradiação

A *irradiação espectral*, G_λ(W/m^2 · μm), é definida como a taxa pela qual a radiação de comprimento de onda λ é incidente sobre uma superfície, *por* unidade de área da superfície e por unidade de intervalo $d\lambda$ de comprimento de onda em torno de λ.

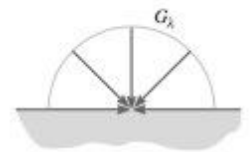
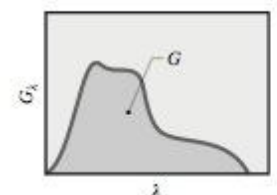
A *irradiação total*, G (W/m^2), representa a taxa pela qual a radiação é incidente *por* unidade de área proveniente de todas as direções e em todos os comprimentos de onda. Isto é,

$$G = \int_0^\infty G_\lambda(\lambda)\, d\lambda \tag{18.2}$$

Figura 18.8

onde G_λ (λ) é fornecido pela *distribuição espectral*, como ilustrado na Fig. 18.8.

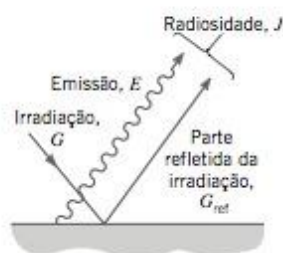



Figura 18.9

18.2.3 Radiosidade

O terceiro fluxo radiante de interesse, denominado *radiosidade*, leva em conta a energia radiante que *deixa* uma superfície. Como essa radiação inclui a parte *refletida* da irradiação, assim como a direção da emissão (Fig. 18.9), *a radiosidade é geralmente diferente do poder emissivo*.

A radiosidade espectral, J_λ (W/m^2 · µm), é definida como a taxa pela qual a radiação de comprimento de onda λ deixa uma unidade de área da superfície, *por* unidade de intervalo $d\lambda$ de comprimento de onda em torno de λ

$$J_\lambda = E_\lambda + G_{\lambda,\text{ref}} \tag{18.3}$$

onde E_λ é o poder emissivo espectral representando a componente da *direção da emissão* e $G_{\lambda,ref}$ é a *parte refletida* da irradiação espectral G_λ. A ***radiosidade total***, J (W/m^2), associada com todo o espectro, pode ser representada como a integral das grandezas espectrais

$$J = \int_0^\infty J_\lambda d\lambda = \int_0^\infty (E_\lambda + G_{\lambda,\text{ref}})\, d\lambda \tag{18.4a}$$

ou, em termos do poder emissivo *total* e da parcela refletida da irradiação *total*,

radiosidade total

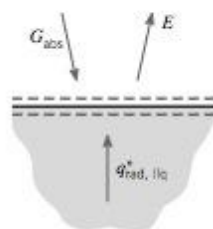
$$J = E + G_{\text{ref}} \tag{18.4b}$$

18.2.4 Balanços de Energia em Superfícies com Processos de Radiação

Figura 18.10

Seguindo a metodologia da Seção 15.2, é importante reconhecer duas formas de balanço de energia na superfície que serão úteis para os processos de radiação.

Estamos interessados na aplicação dos balanços de energia em *superfícies simples espectralmente seletivas* sujeitas à emissão e à irradiação. Freqüentemente, as propriedades que controlam a emissão e a absorção da irradiação são diferentes, como veremos logo a seguir. Para essa situação, da Eq. 15.14, o ***balanço de energia na superfície,*** representado na Fig. 18.10, tem a forma

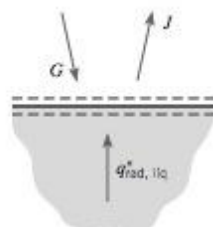
balanços de energia na superfície

$$q''_{\text{rad,líq}} = E - G_{\text{abs}} \tag{18.5a}$$

onde $q''_{\text{rad, líq}}$ é o fluxo radiativo *líquido deixando* a superfície, E é o poder emissivo total da superfície e G_{abs} é a *parte absorvida* da irradiação total G. Como $q''_{\text{rad, líq}}$ é o fluxo radiativo *líquido*, ele difere da radiosidade J, que representa *apenas* o fluxo radiante deixando a superfície.

O balanço de energia na superfície pode ser escrito de forma alternativa em termos da *radiosidade total* e da *irradiação total*. Para a superfície da Fig. 18.11,

Figura 18.11

$$q''_{\text{rad,líq}} = J - G \tag{18.5b}$$

onde $q''_{\text{rad, líq}}$ é o fluxo radiante líquido que *deixa* a superfície por radiação, J é a radiosidade total da superfície e G é a irradiação total. Da Eq. 18.4b, a radiosidade é a soma da irradiação emitida e da irradiação refletida que deixa a superfície. Nem sempre é conveniente calcular a radiosidade, e assim a Eq. 18.5a pode ser mais útil. Entretanto, quando lidamos com a troca radiante entre superfícies em cavidades (Seção 18.7), a Eq. 18.5b será necessária.

18.2.5 Resumo: Grandezas de Radiação

O *poder emissivo*, E, a *irradiação*, G, e a *radiosidade*, J, são grandezas que descrevem os processos de radiação a que as superfícies são sujeitas. Você deve saber essas definições e entender como elas são empregadas nos balanços de energia da superfície nas Eqs. 18.5a e 18.5b para calcular a radiação líquida deixando a superfície. A Tabela 18.1 resume as definições dessas grandezas e outros termos relacionados.

TABELA 18.1 Glossário das Grandezas Térmicas da Radiação

Grandezas	Definição
Poder emissivo	Taxa da energia radiante *emitida por* uma superfície em todas as direções *por* unidade de área da superfície, E_λ (W/m$^2 \cdot \mu$m) ou E(W/m^2); Eq.18.1. Modificadores: *espectral ou total*
Irradiação	Taxa pela qual a radiação *incide sobre* uma superfície de todas as direções *por* unidade de área da superfície, G_λ(W/m$^2 \cdot \mu$m) ou G(W/m^2); Eq.18.2. Modificadores: *espectral ou total*.
Radiosidade	Taxa pela qual a radiação deixa uma superfície devido à *emissão e reflexão* (irradiação refletida) em todas as direções *por* unidade de área da superfície, J_λ(W/m$^2 \cdot \mu$m) ou J(W/m^2); Eqs. 18.3 e 18.4. Modificadores: *espectral ou total*.

Modificadores	Definição
Difuso	Refere-se à uniformidade direcional do campo de radiação associada à emissão, à irradiação e à reflexão.
Espectral	Refere-se a um único comprimento de onda (monocromático) ou a uma banda espectral estreita; identificada pelo índice λ.
Total	Refere-se a todos os comprimentos de onda; integrado sobre todos os comprimentos de onda $(0 < \lambda < \infty)$.

EXEMPLO 18.1

PROCESSOS DE RADIAÇÃO E BALANÇOS DE ENERGIA EM UMA SUPERFÍCIE

O poder emissivo total da superfície da placa de um coletor solar é 525 W/m^2. A distribuição espectral da irradiação superficial é mostrada na Figura E18.1 e 85% da irradiação é absorvida, enquanto 15% é refletida.

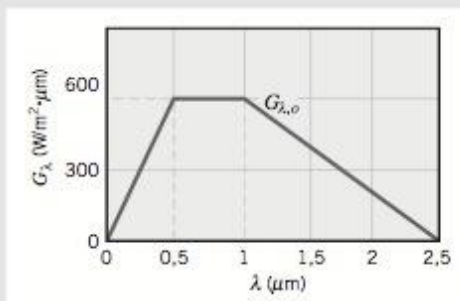



Figura E18.1

(a) Qual é a irradiação total sobre a placa, G? Qual é a *irradiação total absorvida*, G_{abs}? **(b)** Qual é a radiosidade total, J, da placa nessas condições? **(c)** Qual é o fluxo radiante *líquido que deixa* a superfície, $q''_{rad,\,líq}$?

Solução

Dados: Poder emissivo total, distribuição espectral de irradiação, fração de irradiação absorvida e refletida por uma superfície.

Determinar: **(a)** A irradiação total e a irradiação total *absorvida*, **(b)** a radiosidade total, e **(c)** o fluxo radiante *líquido* que *deixa a* superfície.

Análise:

(a) A irradiação total pode ser obtida da Eq. 18.2, onde a integral é calculada facilmente dividindo-a em duas partes. As unidades para $G\lambda$ e λ são W/m$^2 \cdot \mu$m e μm, respectivamente.

$$G = \int_0^\infty G_\lambda d\lambda = \int_0^{0,5\,\mu m} G_\lambda d\lambda + \int_{0,5}^{1\,\mu m} G_\lambda d\lambda + \int_1^{2,5\,\mu m} G_\lambda d\lambda + \int_{2,5}^\infty G_\lambda d\lambda$$

$$G = 0{,}5G_{\lambda,\rho}(\lambda_1 - 0) + G_{\lambda,\rho}(\lambda_2 - \lambda_1) + 0{,}5G_{\lambda,\rho}(\lambda_3 - \lambda_2) + 0$$

$$G = 0{,}5 \times 600(0{,}5 - 0) + 600(1{,}0 - 0{,}5) + 0{,}5 \times 600(2{,}5 - 1{,}0) + 0$$

$$G = 150 + 300 + 450 = 900 \text{ W/m}^2 \quad \triangleleft$$

Com $\alpha = 0{,}85$ representando a fração da irradiação que é absorvida, a irradiação *absorvida* é

$$G_{abs} = \alpha G = 0{,}85 \times 900 \text{ W/m}^2 = 765 \text{ W/m}^2 \quad \triangleleft$$

(b) A radiosidade total é a soma da emissão direta e da irradiação refletida. Da Eq. 18.4b, com $\rho = 0{,}15$ representando a fração da irradiação que é refletida, encontramos

$$J = E + G_{ref} = E + \rho G$$
$$J = 525 \text{ W/m}^2 + 0{,}15 \times 900 \text{ W/m}^2 = 660 \text{ W/m}^2 \quad \triangleleft$$

(c) Da Eq. 18.5a, o balanço de energia na superfície pode ser escrito em função do poder emissivo e da irradiação total *absorvida* para obtermos o fluxo radiante *líquido que deixa* a superfície

$$q''_{rad,líq} = E - G_{abs} = 525 \text{ W/m}^2 - 765 \text{ W/m}^2 = -240 \text{ W/m}^2$$

Alternativamente, da Eq. 18.5b, o balanço de energia na superfície pode ser escrito em função da radiosidade total e da irradiação total

$$q''_{rad,líq} = J - G = 660 \text{ W/m}^2 - 900 \text{ W/m}^2 = -240 \text{ W/m}^2 \quad \triangleleft$$

Como o sinal é negativo, segue-se que o fluxo radiante líquido é para o interior da superfície do coletor solar.

Comentários:

1. Geralmente, fontes de radiação não fornecem tal distribuição espectral regular como apresentado acima. Porém, o procedimento para o cálculo da irradiação total a partir do conhecimento da distribuição espectral permanece o mesmo, embora o cálculo da integral envolva, provavelmente, mais detalhes.
2. Certifique-se de reconhecer a equivalência do desenvolvimento dos balanços de energia radiante em uma superfície usando as duas formas anteriormente mostradas, uma vez que as utilizaremos nas seções subseqüentes.

18.3 Radiação do Corpo Negro

Antes de descrever as características de radiação de superfícies reais, é útil introduzir o conceito de corpo negro. Uma *superfície ideal* tendo as seguintes ***propriedades*** é denominada de ***corpo negro:***

propriedades do corpo negro

- *Um corpo negro absorve toda a radiação incidente, independente do comprimento de onda e da direção.*
- *Para uma temperatura e um comprimento de onda dados, nenhuma superfície pode emitir mais energia que um corpo negro.*
- *Embora a radiação emitida por um corpo negro seja uma função do comprimento de onda e da temperatura, ela é independente da direção. Isto é, o corpo negro é um emissor difuso.*

Como um *absorvedor perfeito* e *emissor difuso*, o corpo negro serve como um *padrão* em relação ao qual as propriedades radiantes das superfícies reais são comparadas.

Embora aproximadas muito de perto por algumas superfícies especiais, nenhuma superfície real possui exatamente as propriedades de um corpo negro. A melhor aproximação é alcançada por uma cavidade (um volume fechado vazio) com uma pequena abertura cuja superfície interna encontra-se a uma temperatura uniforme (Fig. 18.12). Essa ***cavidade isotérmica*** tem as seguintes características:

cavidade isotérmica

absorção completa

- ***Absorção completa.*** Se radiação entra através de uma pequena abertura (Fig. 18.12a), ela provavelmente sofrerá reflexões múltiplas antes de reemergir. Conseqüentemente, a radiação é quase completamente *absorvida* pela cavidade, e o comportamento é aproximado ao de um corpo negro.

emissão do corpo negro

- ***Emissão de corpo negro.*** Partindo dos princípios da termodinâmica, pode-se argumentar que a radiação que deixa a abertura depende apenas da temperatura de superfície (Fig. 18.12*b*). A emissão do corpo negro é difusa e com o poder *emissivo espectral do corpo negro* $E_{\lambda,b}$. Faremos uso do índice *b para* indicar *condições de corpo negro*.

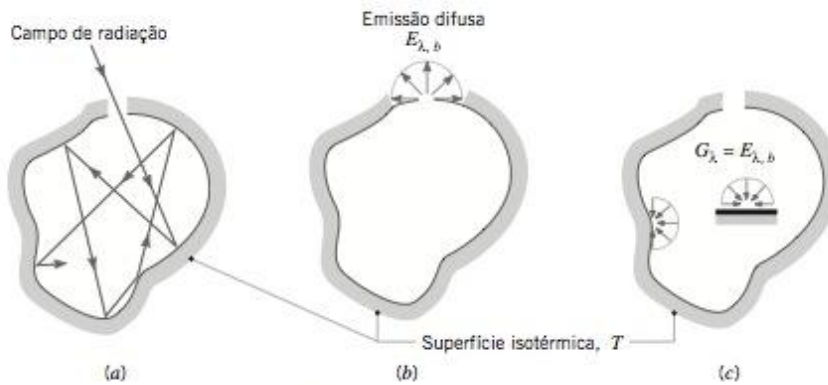



Figura 18.12 Características de uma cavidade de corpo negro isotérmica. (*a*) Absorção completa. (*b*) Emissão difusa de uma abertura. (*c*) Irradiação difusa nas superfícies internas.

- ***Irradiação de corpo negro nas superfícies internas.*** O campo de radiação no interior da cavidade, que é o efeito cumulativo da emissão e da reflexão da superfície da cavidade, deve ser da mesma forma da radiação que emerge da abertura. Segue-se que existe um campo de radiação de corpo negro dentro da cavidade. Conseqüentemente, *qualquer superfície pequena na cavidade* (Fig. 18.12*c*) *sofre irradiação do corpo negro* para o qual

irradiação do corpo negro nas superfícies internas

$$G_\lambda = E_{\lambda,b}(\lambda,T) \qquad \text{cavidade isotérmica} \tag{18.6}$$

Observe que a radiação do corpo negro existe dentro da cavidade independentemente de a superfície ser altamente refletora ou absorvedora.

18.3.1 A Distribuição de Planck

A ***distribuição espectral*** da emissão de um corpo negro é bem conhecida, tendo sido determinada inicialmente por ***Planck***. Ela é da forma

$$E_{\lambda,b}(\lambda, T) = \frac{C_1}{\lambda^5[\exp(C_2/\lambda T) - 1]} \tag{18.7}$$

distribuição espectral de Planck

onde a *primeira* e a *segunda constantes da radiação* são $C_1 = 2\pi hc_0^2 = 3{,}742 \times 10^8$ W · μm⁴/m² e $C_2 = (hc_0/k) = 1{,}439 \times 10^4$ μm · K, e T é a *temperatura absoluta* do corpo negro.

Observe que C_1 e C_2 são calculadas a partir das constantes universais, h, k e c_0, que são a constante de Planck, a constante de Boltzmann e a velocidade da luz no vácuo, respectivamente. (Veja os valores das constantes físicas na contracapa G2 do livro.)

A Eq. 18.7, conhecida como *distribuição espectral de Planck*, está representada graficamente na Fig. 18.13 para determinadas temperaturas. Diversas características importantes devem ser observadas:

- A radiação emitida varia *continuamente* com o comprimento de onda.
- Em qualquer comprimento de onda, a magnitude da radiação emitida aumenta com o aumento da temperatura.
- A região espectral na qual a radiação está concentrada depende da temperatura. Comparativamente, à medida que a temperatura aumenta, mais radiação aparece na região com menores comprimentos de onda.

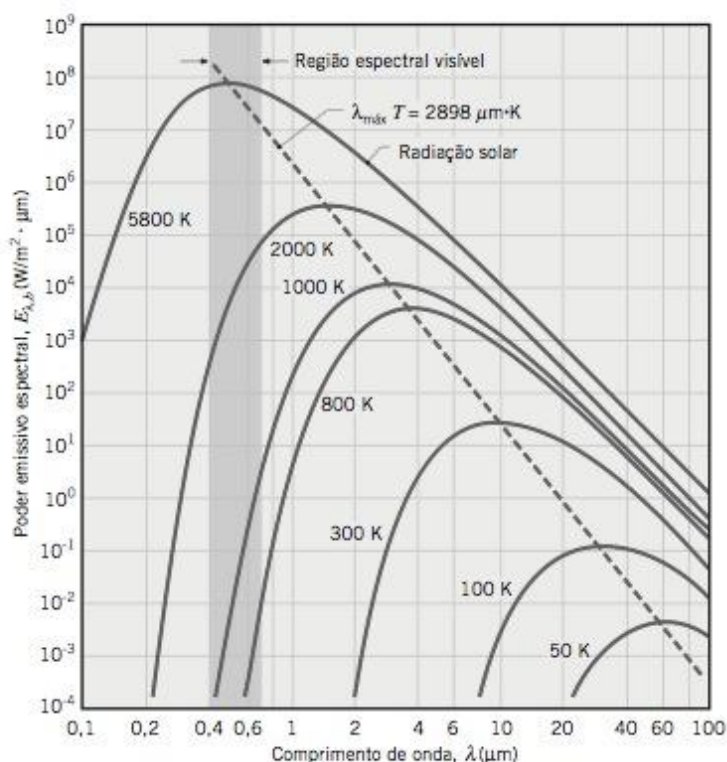



Figura 18.13 Poder emissivo espectral de corpo negro (distribuição espectral de Planck).

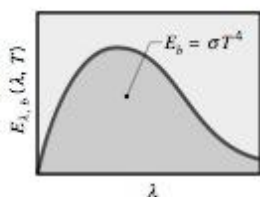
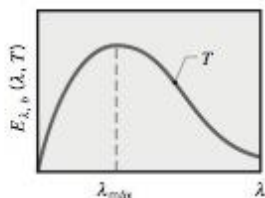
18.3.2 LEI DO DESLOCAMENTO DE WIEN

Na Fig. 18.13, vemos que a distribuição espectral do corpo negro possui um máximo e que o comprimento de onda correspondente a ele, $\lambda_{máx}$, depende da temperatura. A natureza dessa dependência é obtida pela diferenciação da Eq. 18.7 em relação a λ e igualando o resultado a zero. Fazendo isso, obtemos

lei de deslocamento de Wien

$$\lambda_{máx}T = C_3 \tag{18.8}$$

onde a terceira constante da radiação é C_3 = 2897,8 μm · K.

A Eq. 18.8 é conhecida como *lei do* ***deslocamento de Wien***, e o lugar geométrico dos pontos descritos pela lei está representado pela reta tracejada da Fig. 18.13. De acordo com esse resultado, o poder emissivo espectral máximo é deslocado para comprimentos de onda menores à medida que a temperatura aumenta. Para a radiação solar, a máxima emissão encontra-se no meio do espectro visível (λ ≈ 0,50 μm) uma vez que o Sol emite como um corpo negro a aproximadamente 5800 K. Para um corpo negro a 1000 K, o pico de emissão ocorre em 2,90 μm, aparecendo parte da radiação emitida na região visível como luz vermelha. Com o aumento da temperatura, os menores comprimentos de onda se tornam mais expressivos, até que finalmente tem-se uma emissão significativa ao longo de todo o espectro visível. ***Por Exemplo …*** uma lâmpada com filamento de tungstênio, que opera a 2900 K ($\lambda_{máx}$ = 1 μm) emite luz branca, embora a maior parte da sua emissão permaneça na região infravermelha. ▲

18.3.3 LEI DE STEFAN-BOLTZMAN

Substituindo a distribuição de Planck, Eq. 18.7, na Eq. 18.1, o *poder emissivo total* de um corpo negro, E_b, pode ser representado por

$$E_b = \int_0^\infty E_{\lambda,b}\, d\lambda = \int_0^\infty \frac{C_1}{\lambda^5[\exp(C_2/\lambda T) - 1]}\, d\lambda$$

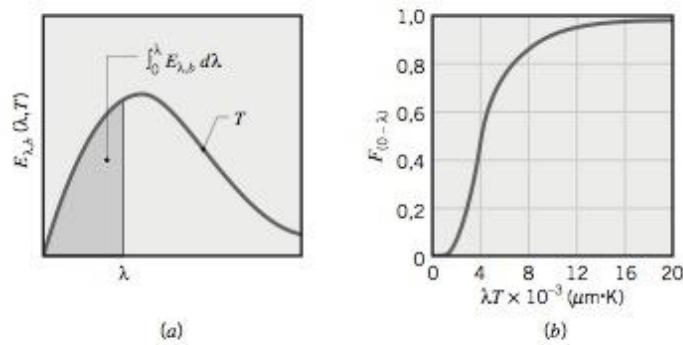



Figura 18.14 Fração de emissão da banda. (*a*) Emissão de radiação de um corpo negro na banda espectral de 0 a λ. (*b*) Fração da emissão total de corpo negro na banda espectral de 0 a λT em função de λT.

O resultado obtido da integração é denominado ***lei de Stefan-Boltzmann***

$$E_b = \sigma T^4 \tag{18.9}$$

lei de Stefan-Boltzmann

onde a *constante de Stefan Boltzmann*, que depende de C_1 e C_2 tem o valor numérico

$$\sigma = 5{,}670 \times 10^{-8}\ \text{W/m}^2 \cdot \text{K}^4$$

Essa lei simples, porém importante, permite o cálculo da quantidade de radiação emitida em todas as direções e ao longo de todos os comprimentos de onda a partir do conhecimento da temperatura do corpo negro.

18.3.4 Banda de Emissão do Corpo Negro

Freqüentemente é necessário conhecer a fração da emissão total de um corpo negro que se encontra em um determinado intervalo de comprimentos de onda ou *banda* espectral. Tal informação é útil para se determi-

Tabela 18.2 Frações de Emissão da Banda de Radiação do Corpo Negro

λT (μm · K)	$F_{(0\to\lambda)}$	λT (μm · K)	$F_{(0\to\lambda)}$	λT (μm · K)	$F_{(0\to\lambda)}$
200	0,000000	4.000	0,480877	8.000	0,856288
400	0,000000	4.200	0,516014	8.500	0,874608
600	0,000000	4.400	0,548796	9.000	0,890029
800	0,000016	4.600	0,579280	9.500	0,903085
1.000	0,000321	4.800	0,607559	10.000	0,914199
1.200	0,002134	5.000	0,633747	10.500	0,923710
1.400	0,007790	5.200	0,658970	11.000	0,931890
1.600	0,019718	5.400	0,680360	11.500	0,939959
1.800	0,039341	5.600	0,701046	12.000	0,945098
2.000	0,066728	5.800	0,720158	13.000	0,955139
2.200	0,100888	6.000	0,737818	14.000	0,962898
2.400	0,140256	6.200	0,754140	15.000	0,969981
2.600	0,183120	6.400	0,769234	18.000	0,980860
2.800	0,227897	6.600	0,783199	20.000	0,985602
2.898	0,250108	6.800	0,796129	25.000	0,992215
3.000	0,273232	7.000	0,808109	30.000	0,995340
3.200	0,318102	7.200	0,819217	40.000	0,997967
3.400	0,361735	7.400	0,829527	50.000	0,998953
3.600	0,403607	7.600	0,839102	75.000	0,999713
3.800	0,443382	7.800	0,848005	100.000	0,999905

Nota: Os valores destacados correspondem ao máximo do corpo negro, $\lambda_{máx}T$ = 2898 μm · K, mostrado na Fig. 18.13.

nar a extensão das regiões espectrais que influenciam a troca radiante, assim como para se avaliar as propriedades radiantes, conforme veremos na próxima seção.

Para uma dada temperatura e o intervalo de comprimento de onda de 0 a λ, a ***fração da banda de emissão*** é determinada pela razão entre a seção sombreada e a área total sob a curva de emissão do corpo negro mostrada na Fig. 18.14*a*. Desse modo, a fração da banda tem a forma

fração de emissão da banda

$$F_{(0\to\lambda)} = \frac{\int_0^{\lambda} E_{\lambda,b}\,d\lambda}{\int_0^{\infty} E_{\lambda,b}\,d\lambda} = \frac{\int_0^{\lambda} E_{\lambda,b}\,d\lambda}{\sigma T^4} = \int_0^{\lambda T} \frac{E_{\lambda,b}}{\sigma T^5}\,d(\lambda T) = f(\lambda T) \qquad (18.10a)$$

Como o integrando $(E_{\lambda,b}/\sigma T^5)$ é função exclusivamente do produto λT, entre o comprimento de onda e a temperatura, a integral da Eq. 18.10a pode ser calculada para se obter $F_{(0\to\lambda)}$ como uma função apenas de λT. Os resultados estão apresentados na Tabela 18.2 e na Fig. 18.14*b*.

A fração da banda de emissão também pode ser utilizada para se obter a fração da radiação do corpo negro na região espectral entre dois comprimentos de onda quaisquer, λ_1 e λ_2, utilizando

$$F_{(\lambda_1\to\lambda_2)} = \frac{\int_0^{\lambda_2} E_{\lambda,b}\,d\lambda - \int_0^{\lambda_1} E_{\lambda,b}\,d\lambda}{\sigma T^4} = F_{(0\to\lambda_2)} - F_{(0\to\lambda_1)} \qquad (18.10b)$$

EXEMPLO 18.2

CARACTERÍSTICAS DA RADIAÇÃO DE CORPO NEGRO

Considere uma grande cavidade isotérmica que é mantida a 2000 K.

(a) Calcule o poder emissivo da radiação que emerge de uma pequena abertura na superfície da cavidade.
(b) Qual é o comprimento de onda λ_1 abaixo do qual se concentram 10% da emissão? Qual é o comprimento de onda λ_2 acima do qual se concentram 10% da emissão?
(c) Determine o poder emissivo espectral máximo e o comprimento de onda no qual essa emissão ocorre.
(d) Qual é a irradiação incidente sobre um objeto pequeno colocado no interior da cavidade?

Solução

Dados: Grande cavidade isotérmica a 2000 K.

Determinar:
(a) O poder emissivo de uma pequena abertura na cavidade.
(b) Os comprimentos de onda abaixo e acima dos quais se concentram 10% da radiação.
(c) O poder emissivo espectral máximo e o comprimento de onda para o qual a emissão ocorre.
(d) A irradiação em um objeto pequeno dentro da cavidade.

Esquemas e Valores Fornecidos:

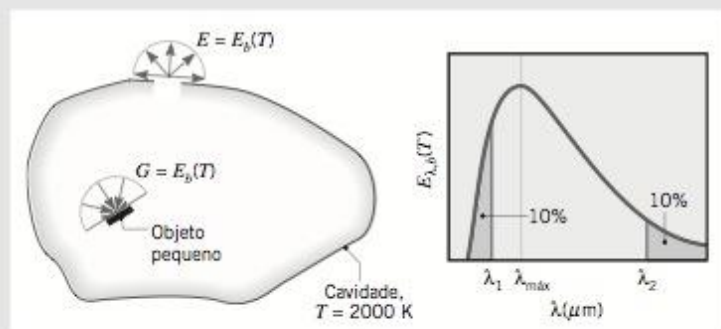



Figura E18.2

Hipóteses: Áreas de abertura e do objeto são muito pequenas em relação à da superfície da cavidade.

Análise:

(a) A emissão da abertura de qualquer cavidade isotérmica terá as características da radiação de corpo negro. Conseqüentemente, da Eq. 18.9, o poder emissivo espectral do corpo negro é

$$E = E_b(T) = \sigma T^4 = 5{,}670 \times 10^{-8}\ \text{W/m}^2 \cdot \text{K}^4 (2000\ \text{K})^4$$
$$E = 9{,}07 \times 10^5\ \text{W/m}^2 \ \triangleleft$$

(b) O comprimento de onda λ_1 corresponde ao limite superior da faixa espectral $(0 \rightarrow \lambda_1)$ contendo 10% da radiação emitida. Com $F_{(0\rightarrow\lambda 1)} = 0{,}10$, segue da Tabela 18.2 que $\lambda_1 T \approx 2200\ \mu\text{m} \cdot \text{K}$. Conseqüentemente

$$\lambda_1 = \frac{(\lambda_1 T)}{T} = \frac{2200\ \mu\text{m} \cdot \text{K}}{2000\ \text{K}} = 1{,}1\ \mu\text{m} \ \triangleleft$$

O comprimento de onda λ_2 corresponde ao limite inferior da faixa espectral $(\lambda_2 \rightarrow \infty)$ contendo 10% da radiação emitida. Com a Eq. 18.10b,

$$F_{(\lambda_2\rightarrow\infty)} = F_{(0\rightarrow\infty)} - F_{(0\rightarrow\lambda_2)} = 1 - F_{(0\rightarrow\lambda_2)} = 0{,}1$$

Reconhecendo que $F_{(0\rightarrow\lambda 2)} = 0{,}9$, segue-se, que da Tabela 18.2, $\lambda_2 T = 9382\ \mu\text{m} \cdot \text{K}$. Portanto,

$$\lambda_2 = \frac{(\lambda_2 T)}{T} = \frac{9382\ \mu\text{m} \cdot \text{K}}{1200\ \text{K}} = 4{,}69\ \mu\text{m} \ \triangleleft$$

(c) Da lei de Wien, Eq. 18.8, quando $T = 2000$ K, encontramos $\lambda_{\text{máx}} = 2898\ \mu\text{m} \cdot \text{K}/2000\ \text{K} = 1{,}45\ \mu\text{m}$. Conseqüentemente, da Eq. 18.7, o poder emissivo espectral correspondente ao pico da curva do corpo negro é

$$E_{\lambda,b}(\lambda_{\text{máx}},T) = \frac{C_1}{\lambda_{\text{máx}}^5[\exp(C_2/\lambda_{\text{máx}}T) - 1]}$$
$$E_{\lambda,b}(\lambda_{\text{máx}},T) = \frac{3{,}742 \times 10^8\ \text{W} \cdot \mu\text{m}^4/\text{m}^2}{(1{,}45\ \mu\text{m})^5[\exp(1{,}439 \times 10^4\ \mu\text{m} \cdot \text{K}/(1{,}45\ \mu\text{m} \times 2000\ \text{K})) - 1]}$$
$$E_{\lambda,b}(1{,}45\ \mu\text{m}, 2000\ \text{K}) = 4{,}11 \times 10^5\ \text{W/m}^2 \cdot \mu\text{m} \ \triangleleft$$

Um valor aproximado para o poder emissivo espectral do corpo negro pode ser obtido pela leitura da distribuição de Planck representada graficamente na Fig. 18.13.

(d) A irradiação de qualquer objeto pequeno no interior da cavidade pode ser, por aproximação, igual à emissão de um corpo negro à temperatura da superfície da cavidade. Conseqüentemente, da Eq. 18.6, $G = E_b(T)$, em qual caso, do item (a)

$$G = 9{,}07 \times 10^5\ \text{W/m}^2 \ \triangleleft$$

Exemplo 18.3

Fração de Emissão da Banda de um Corpo Negro

Uma superfície emite como um corpo negro a 1500 K. Qual é a taxa por unidade de área, (W/m^2), para a qual ela emite radiação no intervalo de comprimento de onda $2\ \mu\text{m} \leq \lambda \leq 4\ \mu\text{m}$?

Solução (CD-ROM)

Superfícies Espectralmente Seletivas

Tendo desenvolvido a noção de corpo negro para descrever o comportamento ideal de uma superfície, consideramos agora o comportamento de superfícies *reais*. Nesta parte do capítulo, introduzimos as propriedades radiantes e identificamos as características de *superfícies espectralmente seletivas*. Os exemplos ilustram a metodologia para a aplicação dos balanços de energia a essas superfícies.

18.4 Propriedades Radiantes de Superfícies Reais

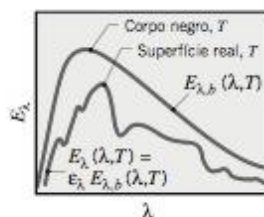
Começamos definindo emissividade espectral e emissividade total, as *propriedades radiantes* que descrevem o processo de *emissão*. Introduziremos também as propriedades radiantes da *absortividade*, *refletividade* e *transmissividade* que caracterizam a interseção da *irradiação* com superfícies reais. Desenvolvemos as inter-relações entre as propriedades. As propriedades radiantes representativas são fornecidas para diferentes classes de materiais e são apresentados exemplos relativos às aplicações em superfícies espectralmente seletivas.

18.4.1 Emissão de Superfícies: Emissividade

Figura 18.15

É importante saber que, em geral, a radiação espectral emitida por uma superfície *real* difere da distribuição espectral de Planck (Fig. 18.15). Por conseguinte, a emissividade pode admitir diferentes valores conforme estejamos interessados na emissão em um dado comprimento de onda (emissividade *espectral*) ou em todos os comprimentos de onda (emissividade *total*).

A ***emissividade espectral***, ε_λ, é definida como a razão entre o poder emissivo *espectral* de uma superfície e o poder emissivo de um corpo negro na mesma temperatura e para o mesmo comprimento de onda

emissividade espectral

$$\varepsilon_\lambda(\lambda, T) = \frac{E_\lambda(\lambda, T)}{E_{\lambda,b}(\lambda, T)} \tag{18.11}$$

A ***emissividade total***, ε_λ, é definida como a razão entre o poder emissivo *total* de uma superfície e o poder emissivo de um corpo negro na mesma temperatura

emissividade total

$$\varepsilon(T) = \frac{E(T)}{E_b(T)} \tag{18.12}$$

Substituindo nas Eqs. 18.1 e 18.11, segue que

$$\varepsilon(T) = \frac{\int_0^\infty \varepsilon_\lambda(\lambda, T) E_{\lambda,b}(\lambda, T)\, d\lambda}{E_b(T)} \tag{18.13}$$

Se as emissividades de uma superfície forem conhecidas, é simples calcular seus poderes emissivos. Especificamente, se $\varepsilon_\lambda(\lambda T)$ for conhecido, ele pode ser utilizado com as Eqs. 18.7 e 18.11 para calcular o poder emissivo *espectral* em quaisquer comprimento de onda e temperatura. Da mesma forma, se $\varepsilon(T)$ for conhecido, ele pode ser utilizado com as Eqs. 18.9 e 18.12 para calcular o poder emissivo *total* da superfície em uma temperatura qualquer.

Valores típicos da emissividade total para classes de materiais selecionados estão mostrados na Fig. 18.16.

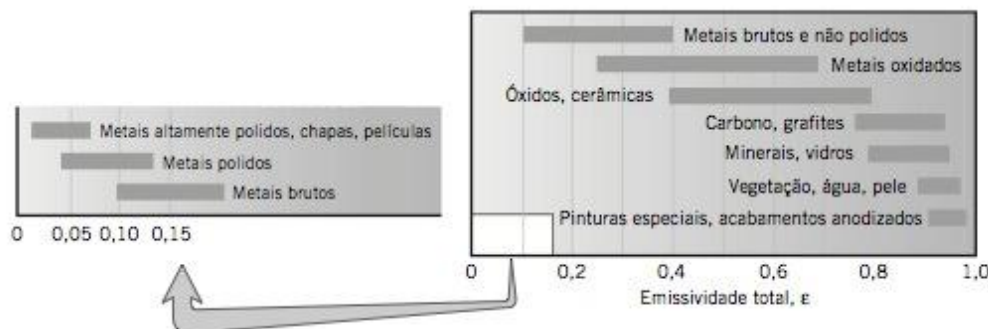



Figura 18.16 Valores representativos da emissividade total, ε.

EXEMPLO 18.4

EMISSIVIDADE TOTAL A PARTIR DA DISTRIBUIÇÃO DE EMISSIVIDADE ESPECTRAL

Uma superfície difusa a 1600 K possui a emissividade espectral mostrada a seguir. Determine **(a)** **a** emissividade total e **(b)** o poder emissivo total.

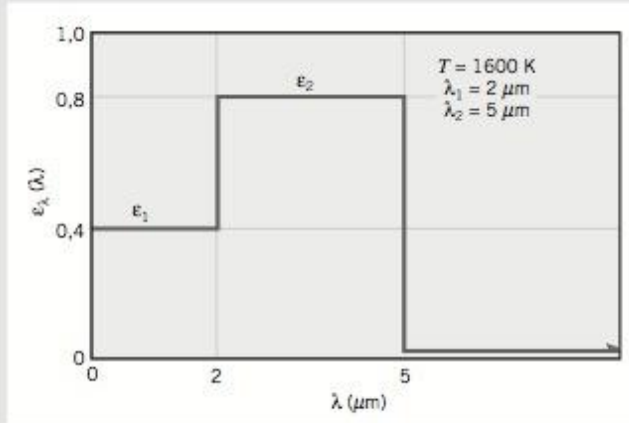



Figura E18.4a

Solução

Dados: Emissividade espectral de uma superfície difusa a 1600 K.

Determinar:

(a) A emissividade total, ε.

(b) O poder emissivo total, E.

Hipóteses: A superfície é um emissor difuso.

Análise:

(a) A emissividade total é dada pela Eq. 18.13, onde a integração pode ser realizada em partes

$$\varepsilon = \frac{\int_0^\infty \varepsilon_\lambda E_{\lambda,b}\, d\lambda}{E_b} = \frac{\varepsilon_1 \int_0^{2\,\mu\text{m}} E_{\lambda,b}\, d\lambda}{E_b} + \frac{\varepsilon_2 \int_{2\,\mu\text{m}}^{5\,\mu\text{m}} E_{\lambda,b}\, d\lambda}{E_b}$$

e, usando a Eq. 18.10a com as frações de emissão da banda para representar as integrais,

$$\varepsilon = \varepsilon_1 F_{(0\to 2\,\mu\text{m})} + \varepsilon_2[F_{(0\to 5\,\mu\text{m})} - F_{(0\to 2\,\mu\text{m})}]$$

Da Tabela 18.2 obtemos as frações de emissão da banda

$$\lambda_1 T = 2\,\mu\text{m} \times 1600\,\text{K} = 3200\,\mu\text{m}\cdot\text{K}: \qquad F_{(0\to 2\,\mu\text{m})} = 0{,}318$$
$$\lambda_2 T = 5\,\mu\text{m} \times 1600\,\text{K} = 8000\,\mu\text{m}\cdot\text{K}: \qquad F_{(0\to 5\,\mu\text{m})} = 0{,}856$$

Conseqüentemente, a emissividade total para esse material espectralmente seletivo a 1600 K é

$$\varepsilon = 0{,}4 \times 0{,}318 + 0{,}8[0{,}856 - 0{,}318] = 0{,}558 \quad \triangleleft$$

(b) Da Eq. 18.12, o poder emissivo total é

$$E = \varepsilon E_b = \varepsilon \sigma T^4$$
$$E = 0{,}558(5{,}67 \times 10^{-8}\,\text{W/m}^2\cdot\text{K}^4)(1600\,\text{K})^4 = 207\,\text{kW/m}^2 \quad \triangleleft$$

Comentários:

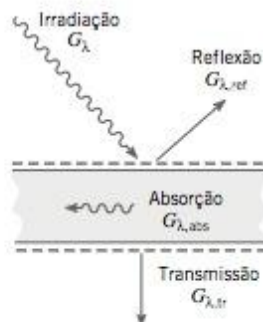
1. A emissividade *espectral*, ε_λ, é uma propriedade intrínseca do material, o qual, em uma primeira aproximação, é independente da temperatura do material. Porém, a *emissividade total pode ser fortemente dependente da temperatura* por causa do comportamento do produto $\varepsilon_\lambda(\lambda, T) \cdot E_{\lambda,b}(\lambda, T)$ na integração da Eq. 18.13. Para uma explicação mais detalhada e uso do *Interactive Heat Transfer* (*IHT*) para calcular $F_{(0-\lambda)}$, veja o Comentário 2 **(CD-ROM).**

18.4.2 IRRADIAÇÃO: ABSORTIVIDADE, REFLETIVIDADE E TRANSMISSIVIDADE

Figura 18.17

Definimos na Seção 18.2 a irradiação *espectral* G_λ (W/m² · μm) como a taxa pela qual a radiação de comprimento de onda λ incide sobre uma superfície *por* unidade de área da superfície e *por* unidade de intervalo de comprimento de onda $d\lambda$ em torno de λ. A irradiação *total* $G\lambda$ (W/m²) engloba todas as componentes espectrais e pode ser calculada a partir da distribuição espectral, Eq. 18.2.

Considere o processo resultante da interceptação dessa radiação por um meio *semitransparente* como uma placa de vidro (Fig. 18.17). O termo semitransparente se refere a um meio no qual a radiação não refletida é absorvida ou transmitida. Para essa situação geral, as partes da irradiação espectral podem ser refletidas (*ref*), absorvidas (*abs*) e transmitidas (*tr*). A partir do *balanço de radiação* no meio, segue que

$$G_\lambda = G_{\lambda,ref} + G_{\lambda,abs} + G_{\lambda,tr} \tag{18.14}$$

Observe que não há efeito líquido da radiação refletida ou transmitida no meio, enquanto a radiação absorvida tem o efeito de aumentar a energia interna do meio. Para um meio *opaco*, $G_{\lambda,tr} = 0$, e a irradiação espectral ou é absorvida ou é refletida na superfície do meio. Nas subseções a seguir, introduziremos as propriedades radiantes que caracterizam os processos de absorção, reflexão e transmissão.

ABSORTIVIDADE

A absortividade é a fração da irradiação incidente que é absorvida por um meio. Observando que as superfícies podem apresentar absorção seletiva em relação ao comprimento de onda da radiação incidente, definimos a ***absortividade espectral,*** $\alpha_\lambda(\lambda)$, como

absortividade espectral

$$\alpha_\lambda(\lambda) = \frac{G_{\lambda,abs}(\lambda)}{G_\lambda(\lambda)} \tag{18.15}$$

A ***absortividade total,*** α, representa um valor integrado sobre todos os comprimentos de onda e é definida como a fração da irradiação total absorvida por uma superfície

absortividade total

$$\alpha = \frac{G_{abs}}{G} \tag{18.16}$$

Utilizando as Eqs. 18.2 e 18.5, a absortividade total pode ser calculada a partir da absortividade *espectral*, α_λ, e da irradiação *espectral*, G_λ, como

$$\alpha = \frac{\int_0^\infty \alpha_\lambda(\lambda) G_\lambda(\lambda)\, d\lambda}{\int_0^\infty G_\lambda(\lambda)\, d\lambda} \tag{18.17}$$

Assim, α depende da *distribuição espectral da radiação incidente* (G_λ) e da natureza da superfície absorvedora (α_λ).

Em geral, α_λ depende apenas ligeiramente da temperatura da superfície (meio): logo, a absortividade total α *é aproximadamente independente da temperatura da superfície*.

Ao contrário, a emissividade total ε *é fortemente dependente da temperatura da superfície*. Da Eq. 18.13, observe que ε depende das distribuições espectrais da emissão ($E_{\lambda,b}$) e da emissividade espectral (ε_λ). Embora ε_λ seja ligeiramente dependente da temperatura da superfície, $E_{\lambda,b}(\lambda, T)$ é fortemente dependente da temperatura. Para mostrar esse comportamento, veja o Comentário 1 do Exemplo 18.4.

Absortividade Solar. Como α depende da distribuição espectral da irradiação, seu valor para uma superfície exposta à radiação solar pode diferir consideravelmente de seu valor para a mesma temperatura

exposta à radiação de maior comprimento de onda, originada de uma fonte de menor temperatura. Como a distribuição espectral da radiação solar é aproximadamente proporcional à emissão de um corpo negro a $T_S = 5800$ K (ver Fig. 18.13),

$$G_{\lambda,S} \sim E_{\lambda,b}(\lambda,T_S)$$

segue, da Eq. 18.17, que a absortividade total à radiação solar, denominada ***absortividade solar***, α_S, pode ser aproximada como

$$\alpha_S \approx \frac{\int_0^\infty \alpha_\lambda(\lambda)E_{\lambda,b}(\lambda, 5800\text{ K})\,d\lambda}{\int_0^\infty E_{\lambda,b}(\lambda, 5800\text{ K})\,d\lambda} \quad (18.18)$$

absortividade solar

As integrais das Eqs. 18.17 e 18.18 podem ser calculadas da mesma forma que para a emissividade total, Eq. 18.13, utilizando as frações da banda de emissão, $F_{(0\rightarrow\lambda)}$, da Tabela 18.2.

Refletividade

A refletividade é a fração da radiação incidente que é refletida por uma superfície. A ***refletividade espectral***, $\rho(\lambda)$, é definida como a fração da irradiação *espectral* incidente que é refletida pela superfície.

$$\rho_\lambda(\lambda) = \frac{G_{\lambda,\text{ref}}(\lambda)}{G_\lambda(\lambda)} \quad (18.19)$$

refletividade espectral

A ***refletividade total***, ρ, é então definida como

$$\rho = \frac{G_{\text{ref}}}{G} \quad (18.20)$$

refletividade total

caso em que a refletividade *total* é relacionada à refletividade *espectral* e à irradiação *espectral* por

$$\rho = \frac{\int_0^\infty \rho_\lambda(\lambda)G_\lambda(\lambda)\,d\lambda}{\int_0^\infty G_\lambda(\lambda)\,d\lambda} \quad (18.21)$$

A reflexão das superfícies pode ser idealizada como *difusa* (uniformemente em todas as direções, superfícies rugosas) ou *especular* (em uma única direção de forma semelhante a um espelho, superfícies polidas). Em nosso tratamento do processo de irradiação e de suas propriedades radiantes associadas, consideramos as condições difusas, uma hipótese razoável para a maioria das aplicações de engenharia.

Transmissividade

A transmissividade é a fração da radiação incidente transmitida através de um material *semitransparente*. A ***transmissividade espectral*** é definida como a fração da irradiação *espectral* incidente que é transmitida através do meio

$$\tau_\lambda = \frac{G_{\lambda,\text{tr}}(\lambda)}{G_\lambda(\lambda)} \quad (18.22)$$

transmissividade espectral

A ***transmissividade total***, τ, é então definida como

transmissividade total

$$\tau = \frac{G_{tr}}{G} \tag{18.23}$$

caso em que a transmissividade *total* é relacionada à transmitância *espectral* e à irradiação *espectral* por

$$\tau = \frac{\int_0^\infty G_{\lambda,tr}(\lambda)\, d\lambda}{\int_0^\infty G_\lambda(\lambda)\, d\lambda} = \frac{\int_0^\infty \tau_\lambda(\lambda) G_\lambda(\lambda)\, d\lambda}{\int_0^\infty G_\lambda(\lambda)\, d\lambda} \tag{18.24}$$

18.4.3 INTER-RELAÇÕES DAS PROPRIEDADES DA RADIAÇÃO

Balanços de Radiação na Superfície. Na Seção 18.4.2, consideramos a situação geral da irradiação interagindo com um meio *semitransparente*. Do balanço de radiação no meio, incluindo os processos de reflexão, absorção e transmissão, Eq. 18.14, e as definições anteriores de suas propriedades *espectrais*, temos que

$$\rho_\lambda + a_\lambda + \tau_\lambda = 1 \tag{18.25}$$

e para as propriedades *totais* sobre todo o espectro,

$$\rho + a + \tau = 1 \tag{18.26}$$

Se o meio for *opaco*, não há transmissão. Desse modo, a absorção e a reflexão são processos de superfície para os quais as propriedades em bases *espectral* e *total* são relacionadas como

$$\rho_\lambda + a_\lambda = 1 \qquad \rho + a = 1 \qquad [\text{meio opaco}] \tag{18.27, 18.28}$$

Logo, o conhecimento de uma propriedade implica o conhecimento da outra.

Propriedades de Emissão e Absorção. Nas seções anteriores consideramos separadamente as propriedades de radiação *espectral* e *total* associadas aos processos de emissão e absorção. Para uma superfície que emite e reflete uniformemente, denominada ***superfície difusa,*** a emissividade e a absortividade são iguais

superfície difusa

$$\varepsilon_\lambda = a_\lambda \qquad [\text{superfície difusa}] \tag{18.29}$$

A prova dessa igualdade envolvendo as características de direcionalidade dos campos de radiação, referida como *lei de Kirchoff*, é encontrada em tratamentos mais avançados desse assunto.

Admitindo a existência de uma superfície difusa, consideramos agora quais condições *adicionais* devem ser satisfeitas para uma igualdade entre as propriedades *totais*. Das Eqs. 18.13 e 18.17, a igualdade entre a *emissividade total* e a *absortividade total* se aplica se

$$\varepsilon = \frac{\int_0^\infty \varepsilon_\lambda E_{\lambda,b}(\lambda, T)\, d\lambda}{E_b(T)} \overset{?}{=} \frac{\int_0^\infty \alpha_\lambda G_\lambda(\lambda)\, d\lambda}{G} = \alpha \tag{18.30}$$

Com $\varepsilon_\lambda = \alpha_\lambda$, segue por inspeção que

$$\varepsilon = a \tag{18.31}$$

se uma das condições a seguir for satisfeita:

- A irradiação corresponde à emissão de um corpo negro na temperatura superficial T, para o qual $G_\lambda(\lambda) = E_{\lambda,b}(\lambda, T)$ e $G = E_b(T)$, ou
- A *superfície* for *cinza*, isto é, α_λ e ε_λ são independentes de λ.

superfície cinza

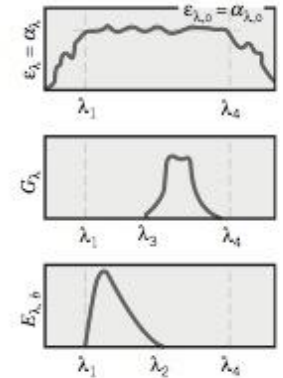
A situação mais provável correspondente à primeira condição é aquela na qual um objeto está em *equilíbrio térmico* com sua vizinhança. A ***superfície cinza*** é aquela em que ε_λ e α_λ são independentes das regiões espectrais de irradiação e da superfície de emissão.

Um conjunto de condições para as quais o *comportamento de superfície cinza* pode ser admitido está ilustrado na Fig. 18.18. Observe que as distribuições espectrais para a irradiação, G_λ, e a emissão da superfície, $E_{\lambda,b}$, estão concentradas em uma região para a qual as propriedades espectrais da superfície são constantes, $\lambda_1 < \lambda < \lambda_4$. Assim, da Eq. 18.30, $\varepsilon = \varepsilon_{\lambda,o}$ e $\alpha = \alpha_{\lambda,o}$, caso em que $\alpha = \varepsilon$. Entretanto, se a irradiação ou a emissão fosse em uma região espectral correspondente a $\lambda < \lambda_1$ ou $\lambda > \lambda_4$, o comportamento de superfície cinza não poderia ser admitido.

Figura 18.18

18.4.4 Resumo: Superfícies Espectralmente Seletivas e Cinzas

Foram necessários vários detalhes para definir as propriedades espectrais e totais, assim como para introduzir suas inter-relações. Lembre-se de que os objetivos deste capítulo envolvem análises com *superfícies espectralmente seletivas* e *cinzas*. Para fazer uma clara distinção entre elas, os *principais conceitos* encontram-se resumidos a seguir:

- $\varepsilon_\lambda = \alpha_\lambda$: essa igualdade é válida para *condições difusas* associadas à superfície e/ou aos processos de radiação. Neste livro lidamos exclusivamente com condições difusas, Eq. 18.29.
- $\varepsilon \neq \alpha$: como $\varepsilon_\lambda = \alpha_\lambda$, valores para ε e α são determinados separadamente a partir das distribuições espectrais para emissão e irradiação, Eqs. 18.13 e 18.17 ou 18.18, respectivamente. Essa superfície é denominada *espectralmente seletiva*.
- $\varepsilon = \alpha$: se aplica quando qualquer tipo de superfície está em *equilíbrio térmico* com sua vizinhança, Eq. 18.31.
- $\varepsilon = \alpha$: se aplica quando a superfície não tem caráter espectral na região de importância do comprimento de onda (Fig. 18.18) tal que $\varepsilon_\lambda = \alpha_\lambda = \varepsilon = \alpha =$ constante. Essa superfície é chamada ***superfície difusa e cinza***, Eq. 18.31.

superfície difusa e cinza

Na prática da engenharia, quando decidimos qual tipo de superfície é apropriado para uma aplicação, é necessário examinar a dependência espectral das propriedades do material. As propriedades de emissividade e refletividade para determinados materiais opacos estão mostradas na Fig. 18.19. Ilustramos no Exemplo 18.5 (Comentário 2) e no Exemplo 18.6 (Comentário 3) como tratar de forma aproximada o comportamento *espectral* de materiais reais *espectralmente seletivos* de modo que as propriedades *totais* possam ser calculadas sem dificuldade.

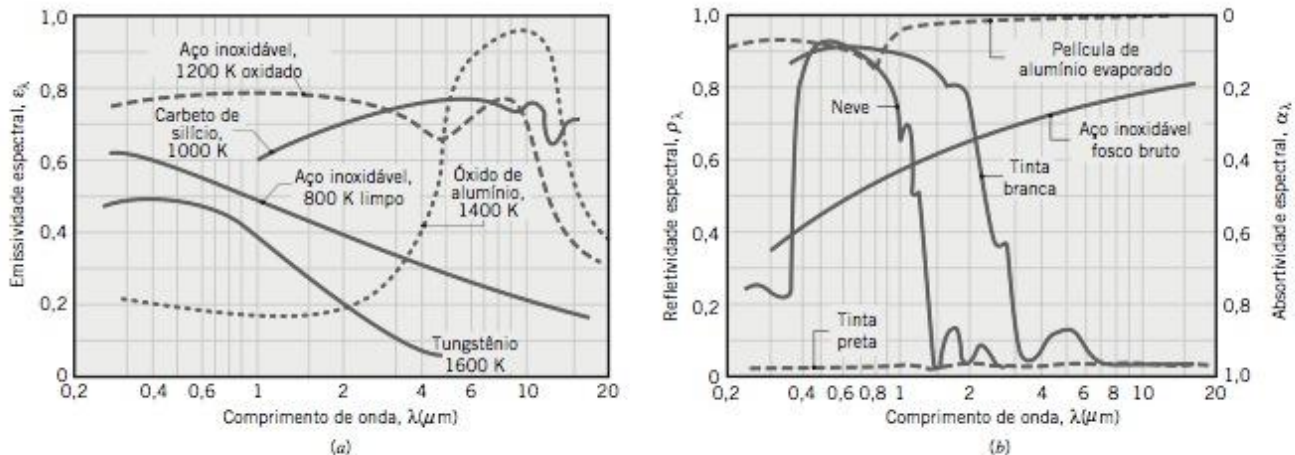



Figura 18.19 Dependência espectral da (*a*) emissividade espectral a temperaturas elevadas e (*b*) refletividade espectral ou absortividade espectral próxima da temperatura ambiente de materiais opacos selecionados.

Na próxima parte deste capítulo, na análise das cavidades, trataremos as superfícies como superfícies cinzas *difusas*. Nos exemplos dos tipos de aplicação a seguir, ilustramos como aplicar os balanços de energia a *superfícies espectralmente seletivas*.

EXEMPLO 18.5

APLICAÇÃO DE AQUECIMENTO: PEÇA ESPECTRALMENTE SELETIVA

Uma *pequena* esfera, sólida e metálica, tem um revestimento opaco, difuso, para o qual $\alpha_\lambda = 0{,}8$ para $\lambda \leq 5\ \mu m$ e $\alpha_\lambda = 0{,}1$ para $\lambda > 5\ \mu m$. A esfera, que está inicialmente a uma temperatura uniforme de 300 K, é colocada em um *grande forno* cujas paredes estão a 1200 K. *Finalmente, a esfera atinge a temperatura da parede do forno*. **(a)** Para a condição *inicial*, determine a absortividade total e emissividade do revestimento, e o fluxo líquido de calor por radiação que *deixa* a esfera. **(b)** Para a condição *final*, determine a abosortividade total e emissividade do revestimento.

Solução

Dados: Esfera metálica pequena com absortividade espectralmente seletiva, *inicialmente* a $T_{s,i} = 300$ K, é colocada em um grande forno a $T_f = 1200$ K. *Finalmente*, a esfera atinge $T_{s,f} = 1200$ K.

Determinar:

(a) A absortividade e emissividade totais do revestimento e o fluxo líquido de calor radiante deixando a esfera na condição *inicial*.

(b) A absortividade a emissividade totais do revestimento para a condição *final*.

Esquema e Valores Fornecidos:

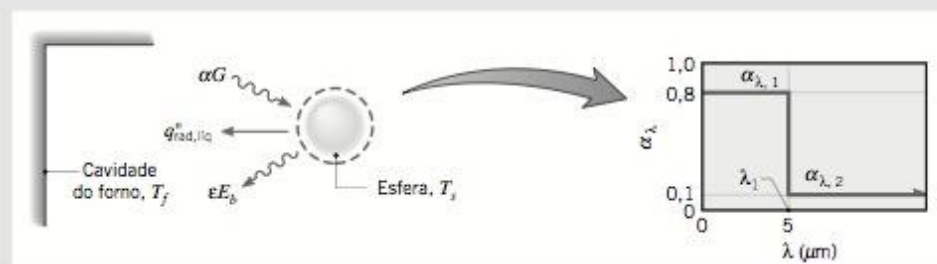



Figura E18.5

Hipóteses:

1. O revestimento é opaco e difuso.
2. A irradiação se aproxima da emissão de um corpo negro a T_f, uma vez que a superfície do forno é muito maior do que a da esfera.

Análise:

(a) Da Eq. 18.17, a absortividade *total* é representada por

$$\alpha = \frac{\int_0^\infty \alpha_\lambda(\lambda) G_\lambda(\lambda)\, d\lambda}{\int_0^\infty G_\lambda(\lambda)\, d\lambda} = \frac{\int_0^\infty \alpha_\lambda(\lambda) E_{\lambda,b}(\lambda, 1200\text{ K})\, d\lambda}{E_b(1200\text{ K})}$$

onde a distribuição espectral da irradiação é a do corpo negro (Eq. 16.7)

$$G_\lambda = E_{\lambda,b}(\lambda, T_f) = E_{\lambda,b}(\lambda, 1200\text{ K})$$

A integração pode ser efetuada por partes representadas pelas frações de emissão das bandas, Eq. 18.10,

$$\alpha = \alpha_{\lambda,1} \frac{\int_0^{\lambda_1} E_{\lambda,b}(\lambda, 1200\text{ K})\, d\lambda}{E_b(1200\text{ K})} + \alpha_{\lambda,2} \frac{\int_{\lambda_1}^\infty E_{\lambda,b}(\lambda, 1200\text{ K})\, d\lambda}{E_b(1200\text{ K})}$$

$$\alpha = \alpha_{\lambda,1} F_{(0\to\lambda_1)} + \alpha_{\lambda,2}[1 - F_{(0\to\lambda_1)}]$$

Da Tabela 18.2, para o valor de $\lambda_1 T_f = 5\ \mu m \times 1200\ K = 6000\ \mu m \cdot K$, encontramos $F_{(0\rightarrow\lambda_1)} = 0{,}738$. Conseqüentemente, a absortividade total para a *condição inicial* é

$$\alpha = 0{,}8 \times 0{,}738 + 0{,}1(1 - 0{,}738) = 0{,}62 \quad \triangleleft$$

Da Eq. 18.13, a *emissividade total* para o revestimento na temperatura *inicial* da esfera, $T_{s,i}$ é dada por

$$\varepsilon(T_{s,i}) = \frac{\int_0^\infty \varepsilon_\lambda E_{\lambda,b}(\lambda, T_{s,i})\, d\lambda}{E_b(T_{s,i})}$$

onde $\varepsilon_\lambda = \alpha_\lambda$ uma vez que o revestimento é difuso. A integração pode ser efetuada por partes representadas pelas frações das bandas de emissão, Eq. 18.10,

$$\varepsilon = \alpha_{\lambda,1} \frac{\int_0^{\lambda_1} E_{\lambda,b}(\lambda, 300\ K)\, d\lambda}{E_b(300\ K)} + \alpha_{\lambda,2} \frac{\int_{\lambda_1}^\infty E_{\lambda,b}(\lambda, 300\ K)\, d\lambda}{E_b(300\ K)}$$

$$\varepsilon = \alpha_{\lambda,1} F_{(0\rightarrow\lambda_1)} + \alpha_{\lambda,2}[1 - F_{(0\rightarrow\lambda_1)}]$$

Da Tabela 18.2, para o valor de $\lambda_1 T_{s,i} = 5\ \mu m \times 300\ K = 1500\ \mu m \cdot K$, encontramos $F_{(0\rightarrow\lambda_1)} = 0{,}014$. Conseqüentemente, a emissividade total para a condição *inicial* é

$$\varepsilon = 0{,}8 \times 0{,}014 + 0{,}1(1 - 0{,}014) = 0{,}11 \quad \triangleleft$$

A esfera está submetida à emissão e absorção da irradiação oriunda da parede do forno. A partir do *balanço de energia* na esfera, conforme representado na Fig. E18.5 (veja também Fig. 18.10 e Eq. 18.5a), o fluxo *líquido* de calor por radiação que *deixa* a esfera é

$$q''_{\text{rad,líq}} = E - \alpha G = \varepsilon E_b(T_{s,i}) - \alpha E_b(T_f)$$

Representando os poderes emissivos totais do corpo negro pela utilização da lei de Stefan–Boltzmann, Eq. 18.9, e substituindo os valores numéricos, encontramos

$$q''_{\text{rad,líq}} = \varepsilon\sigma T_{s,i}^4 - \alpha\sigma T_f^4$$

$$q''_{\text{rad,líq}} = 0{,}11(5{,}67 \times 10^{-8}\ W/m^2 \cdot K^4)(300\ K)^4 - 0{,}62(5{,}67 \times 10^{-8}\ W/m^2 \cdot K^4)(1200\ K)^4$$

$$q''_{\text{rad,líq}} = (0{,}11 \times 459) W/m^2 - 0{,}62(1{,}177 \times 10^5) = (50{,}5 - 7{,}29 \times 10^4) W/m^2 = -72{,}8\ kW/m^2 \quad \triangleleft$$

O sinal negativo implica que o fluxo líquido radiante vai *para o interior* da esfera.

(b) Como as características espectrais do revestimento e a temperatura de forno permanecem fixadas, não há variação no valor de α com o incremento do tempo. Porém, à proporção que T_s aumenta com o tempo, o valor de ε irá mudar. Após um tempo suficientemente longo, $T_s = T_f$, que corresponde à condição de equilíbrio térmico, de forma que $\varepsilon = \alpha$. Isto é, para a condição *final*,

$$\varepsilon = \alpha = 0{,}62 \quad \triangleleft$$

Comentários:

1. A condição de equilíbrio que existe finalmente ($T_{s,f} = T_f$) satisfaz a condição exigida para a igualdade da Eq. 18.31. Conseqüentemente, α deve ser igual a ε para a condição final.

2. A distribuição da emissividade espectral do revestimento difuso, conforme mostrada na Fig. E18.5, corresponde à de um material metálico fortemente oxidado ou um material não-metálico. Essa distribuição idealizada é representativa dos espectros para o *aço inoxidável oxidado* ou *carboneto de silício*, como mostrado na Fig. 18.19*a*.

3. Aproximando a esfera (massa *m* com calor *específico c*) como uma capacidade concentrada e desprezando a convecção, um balanço de energia para o sistema, $\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} = \dot{E}_{st}$, pode ser dado como

$$(\alpha G)A_s - (\varepsilon\sigma T_s^4)A_s = mc\frac{dT_s}{dt}$$

Essa equação diferencial poderia ser resolvida para determinar $T(t)$ para $t > 0$. Porém, a variação de ε que ocorre com o passar do tempo teria que ser incluída na solução, ou um valor médio apropriado poderia ser usado como uma primeira estimativa.

EXEMPLO 18.6

APLICAÇÃO SOLAR: PAINEL DE NAVE ESPACIAL ESPECTRALMENTE SELETIVO
Um painel de uma nave espacial mantido a 300 K é revestido por uma pintura branca opaca, difusa, com a distribuição espectral de refletividade mostrada a seguir. A nave espacial está em uma órbita próxima à da Terra e é exposta à irradiação solar de 1353 W/m², como também ao espaço sideral a 0 K. Qual é o fluxo líquido de calor radiante que *deixa* a superfície do painel?

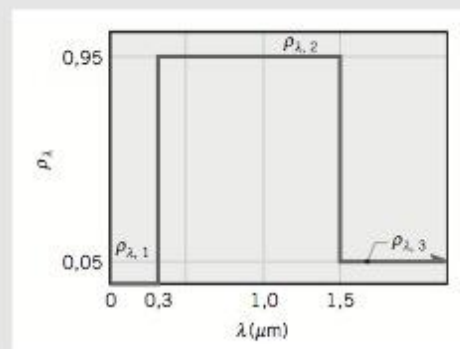



Figura E18.6a

Solução

Dados: Painel com propriedades radiantes espectralmente seletivas, operando a uma dada temperatura superficial em uma órbita próxima à da Terra.
Determinar: O fluxo líquido de calor radiante que *deixa* a superfície do painel.

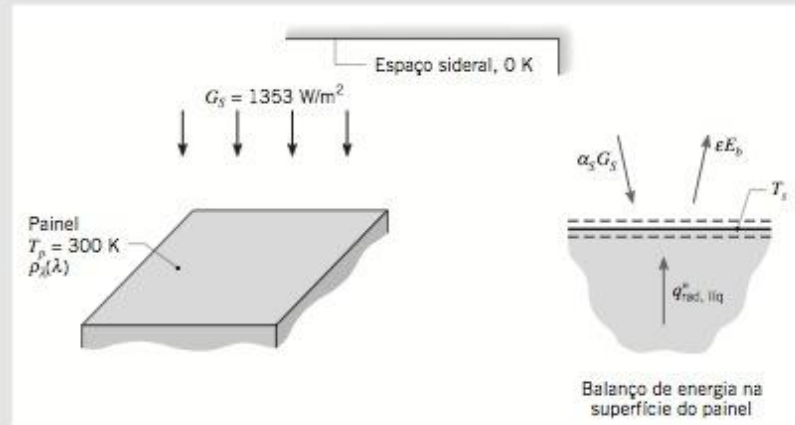
Esquema e Valores Fornecidos:

Hipóteses:
1. Condições de regime permanente.
2. Superfície do painel opaca e difusa.
3. Distribuição espectral da irradiação solar proporcional à da radiação do corpo negro a 5800 K.
4. Painel irradia para o espaço sideral a 0 K.

Figura E18.6b

Análise: Conforme representado na Fig. E18.6b, da Eq. 18.5*a*, o balanço *de energia na superfície* do painel tem a forma

$$q''_{\text{rad,líq}} = E - G_{\text{abs}} = \varepsilon E_b - \alpha_S G_S$$

A *absortividade solar* pode ser obtida utilizando a Eq. 18.18, onde a integração é feita por partes, que por sua vez são representadas por frações de emissão da banda

$$\alpha_S = \frac{\int_0^\infty \alpha_\lambda E_{\lambda,b}(\lambda, T_S)}{E_b(T_S)} = \frac{\int_0^{\lambda_1} \alpha_{\lambda,1} E_{\lambda,b}}{E_b} + \frac{\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \alpha_{\lambda,2} E_{\lambda,b}}{E_b} + \frac{\int_{\lambda_2}^{\infty} \alpha_{\lambda,3} E_{\lambda,b}}{E_b}$$

$$\alpha_S = \alpha_{\lambda,1} F_{(0\to\lambda_1)} + \alpha_{\lambda,2}[F_{(0\to\lambda_2)} - F_{(0\to\lambda_1)}] + \alpha_{\lambda,3}[1 - F_{(0\to\lambda_2)}]$$

$$\alpha_S = (1-0)\times 0{,}03345 + (1-0{,}95)[0{,}8808 - 0{,}03345] + (1-0{,}05)[1-0{,}8808]$$

$$\alpha_S = 0{,}226$$

Como a superfície é opaca $\alpha_\lambda = 1 - \rho_\lambda$. Da Fig. E16.6*a*, $\lambda_1 = 0{,}3\ \mu m$, $\lambda_2 = 1{,}5\ \mu m$ e $T_S = 5800$ K. As frações de emissão da banda da Tabela 18.2 são

$$\lambda_1 T_S = 0{,}3 \times 5800 = 1740\ \mu m \cdot K: \qquad F_{(0\to\lambda_1)} = 0{,}03345$$
$$\lambda_2 T_S = 1{,}5 \times 5800 = 8700\ \mu m \cdot K: \qquad F_{(0\to\lambda_2)} = 0{,}8808$$

A *emissividade total* é calculada através da Eq. 18.13, e a integração pode ser efetuada usando frações de emissão da banda apropriadas. Entretanto, pela Tabela 18.2, observamos que, para $\lambda_2 T_p = 1{,}5\ \mu m \times 300\ K = 450\ \mu m \cdot K$, $F_{(0\to\lambda_2)} = 0{,}000$. Conseqüentemente, a região espectral de importância é $\lambda > \lambda_2$, de forma que

$$\varepsilon = \alpha_{\lambda,3} = 1 - \rho_{\lambda,3} = 1 - 0{,}05 = 0{,}95$$

Substituindo os valores numéricos para as propriedades radiantes no balanço de energia, e com $E_b = \sigma T_p^4$, o fluxo térmico radiante líquido que *deixa* a superfície do painel é

$$q''_{rad,líq} = 0{,}95(5{,}67 \times 10^{-8}\ W/m^2 \cdot K^4)(300\ K)^4 - 0{,}226 \times 1353\ W/m^2$$
$$q''_{rad,líq} = 413\ W/m^2 - 305\ W/m^2 = 108\ W/m^2 \quad \triangleleft$$

Comentários:

1. Como o fluxo líquido radiante que deixa o painel é positivo, o painel comporta-se como um *radiador*, rejeitando energia dissipada dentro da nave espacial para o espaço.

2. Observe que a absorção de irradiação solar e emissão, respectivamente, são controladas pelas características dos comprimentos de onda longa e curta da absortividade espectral. A razão entre α_S/ε é um parâmetro importante para o controle térmico da nave espacial e dos coletores solares. O revestimento deste exemplo tem $\alpha_S/\varepsilon = 0{,}226/0{,}95 = 0{,}23$, e funciona como um radiador. Para um painel do *coletor*, um revestimento com uma razão maior que a unidade seria necessária.

3. A distribuição espectral de refletividade do revestimento branco difuso, conforme mostrado na Fig. E18.6*a*, é uma representação idealizada para uma *tinta branca*, como mostrada na Fig. 18.19*b*.

Troca Radiante Entre Superfícies em Cavidades

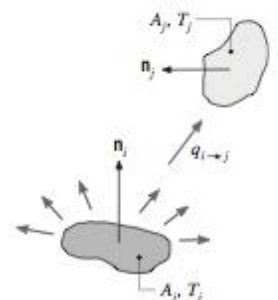
Até o momento restringimos nossa atenção aos processos radiantes que ocorrem em uma única superfície. Consideraremos agora o problema da *troca por radiação entre duas ou mais superfícies*. Em geral, a radiação pode deixar a superfície devido à emissão direta e à reflexão (radiosidade) e, ao atingir a segunda superfície, ser submetida à absorção assim como à reflexão. A troca por radiação depende das geometrias da superfície e de suas orientações, como também de suas propriedades radiantes e temperaturas.

Inicialmente enfocamos as *características geométricas* do problema da troca por radiação desenvolvendo o conceito de *fator de forma*. Utilizando o fator de forma, tratamos então da *troca entre superfícies negras*, que não têm as complicações de reflexões múltiplas presentes nas superfícies não-negras. A análise da troca por radiação entre superfícies opacas *não-negras* em uma cavidade é grandemente simplificada através de duas importantes considerações: as superfícies são *difusas e cinzas* ($\varepsilon = \alpha$) e são caracterizadas por *radiosidade* e *irradiação uniformes*. A importância dessas hipóteses se tornará evidente à medida que desenvolvermos os meios para calcular a troca radiante.

A_j, T_j $\mathbf{n}_j$ $\mathbf{n}_i$ $q_{i\to j}$ A_i, T_i

Figura 18.20

18.5 Fator de Forma

O fator de forma (também chamado de fator de configuração) leva em conta as características geométricas para a troca de radiação entre duas superfícies. O ***fator de forma*** F_{ij} é definido como a *fração da radiação que deixa a superfície i e é interceptada pela superfície j*. Para superfícies A_i e A_j da Fig. 18.20 orientadas arbitrariamente,

relação de reciprocidade

$$F_{ij} = \frac{q_{i\to j}}{A_i J_i} \qquad (18.32)$$

fator de forma

onde $q_{i \to j}$ é o fluxo radiante *que deixa* A_i, e é interceptado por A_j; J_i é a radiosidade da superfície A_i, que representa o fluxo que deixa A_i em todas as direções. Considera-se que *as superfícies sejam isotérmicas, difusas e tenham radiosidade uniforme*.

Duas relações importantes envolvendo os fatores de forma devem ser reconhecidas. Para as superfícies orientadas arbitrariamente (Fig. 18.20), podemos escrever

$$A_i F_{ij} = A_j F_{ji} \tag{18.33}$$

regra do somatório

Essa expressão, denominada ***relação de reciprocidade***, é útil na determinação de um fator de forma a partir do conhecimento de um outro. Essa relação é uma conseqüência da natureza difusa da radiação das superfícies.

Para superfícies formando uma cavidade (Fig. 18.21), a ***regra do somatório***

$$\sum_{j=1}^{N} F_{ij} = 1 \tag{18.34}$$

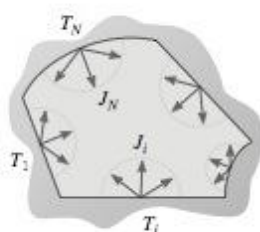



Figura 18.21

pode ser aplicada a cada uma das N superfícies na cavidade. Essa regra é conseqüência da determinação de que toda a radiação que deixa a superfície i deve ser interceptada pelas superfícies da cavidade. O termo F_{ii} que aparece no somatório representa a fração da radiação que deixa a superfície i e é diretamente interceptada por i. Se a superfície for côncava, ela "*vê a si mesma*" e F_{ii} é não-nulo. Entretanto, para uma superfície plana ou convexa, $F_{ii} = 0$.

Existem diversos procedimentos para a determinação dos fatores de forma. Em algumas situações, é possível determinar F_{ij} por *inspeção*. Isto é, por intuição baseada na interpretação física de F_{ij}, com relação à configuração das superfícies, você pode reconhecer algumas vezes a fração da radiação que deixa A_i e é interceptada por A_j.

Soluções analíticas para F_{ij} foram obtidas para muitas configurações de superfícies comuns e encontram-se disponíveis sob a *forma de equações, gráficos e tabelas*. Os fatores de forma para determinadas configurações *bidimensionais* (infinitamente longas na direção perpendicular à página) são apresentados na Tabela 18.3 (Eqs. 18.39-41). Os fatores de forma para geometrias tridimensionais são apresentados na Fig. 18.22 (Eqs. 18.35-38). Junto com esses resultados, você também pode utilizar a *relação de reciprocidade* e a *regra do somatório* para determinar os fatores de forma necessários.

TABELA 18.3 Fatores de Forma para Geometrias Bidimensionais

Geometria/Relação		
Placas Paralelas com Linhas Médias Conectadas por uma Perpendicular	Placas Paralelas Inclinadas de Comprimento Igual e uma Extremidade Comum	Placas Perpendiculares com uma Extremidade Comum
$F_{ij} = \dfrac{[(W_i + W_j)^2 + 4]^{1/2} - [(W_j - W_i)^2 + 4]^{1/2}}{2W_i}$ $W_i = w_i/L, W_j = w_j/L$ (18.39)	$F_{ij} = 1 - \text{sen}\left(\dfrac{\alpha}{2}\right)$ (18.40)	$F_{ij} = \dfrac{1 + (w_j/w_i) - [1 + (w_j/w_i)^2]^{1/2}}{2}$ (18.41)

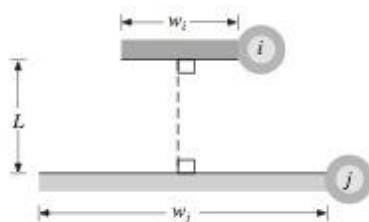
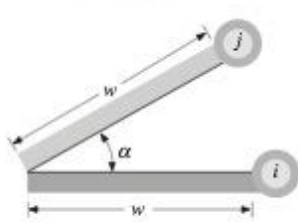
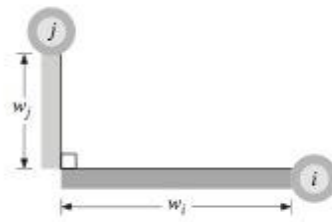
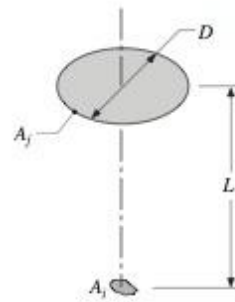
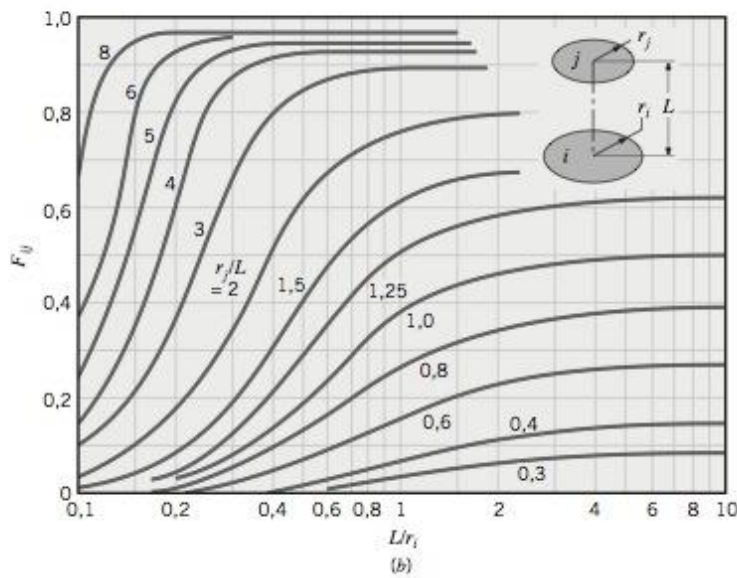
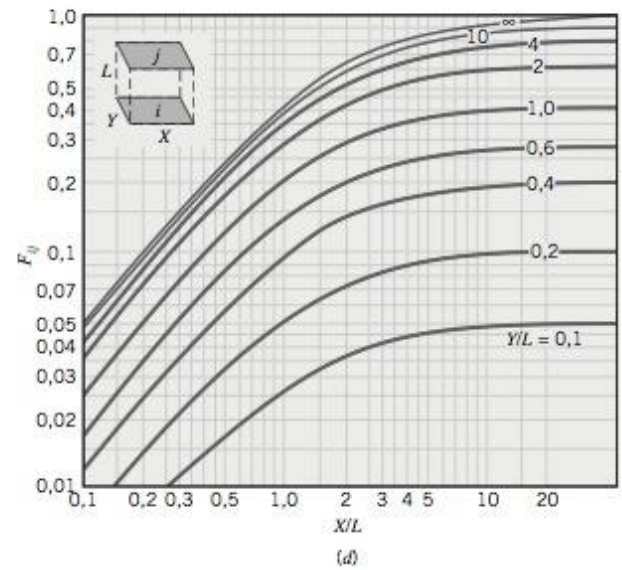
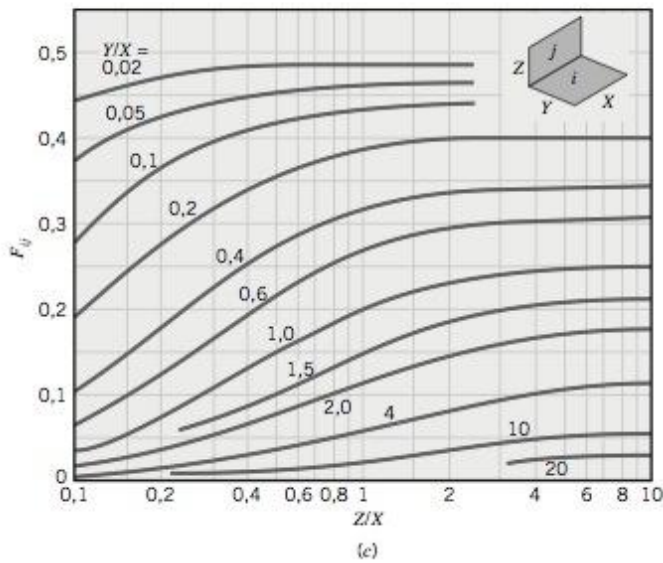



Figura 18.22 Fatores de forma de geometrias tridimensionais: (*a*) pequena superfície coaxial paralela ao disco, (*b*) discos paralelos coaxiais, (*c*) retângulos paralelos alinhados e (*d*) retângulos perpendiculares com uma aresta comum.

EXEMPLO 18.7

CALCULANDO FATORES DE FORMA PARA SUPERFÍCIES DIFUSAS
Determine os fatores de forma F_{12} e F_{21} para as seguintes geometrias:

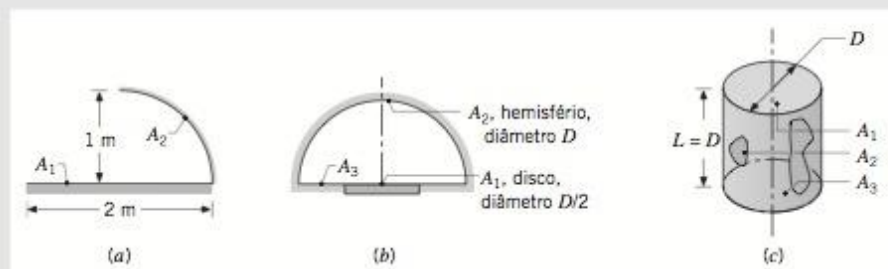



Figura E18.7a,b,c

(a) Canal longo aberto.
(b) Configuração de disco hemisférico; determine também F_{22} e F_{23}.
(c) Extremidade e lado de um tubo circular de comprimento igual ao diâmetro.

Solução

Dados: Geometrias das superfícies.
Determinar: Os fatores de forma.
Hipóteses: Superfícies difusas com radiosidades uniformes.

Figura E18.7d

Análise: Os fatores de forma desejados são obtidos por inspeção, pela relação de reciprocidade, pela regra do somatório e/ou pelo uso de um diagrama.
(a) *Canal longo aberto de comprimento L.* Complete a cavidade definindo a terceira superfície A_3, que é simétrica e tem a forma de A_2. Aplicando a *regra do somatório* para a superfície A_1,

$$F_{11} + F_{12} + F_{13} = 1$$

Por *inspeção:* como A_1 *não vê a si mesma*, segue-se que $F_{11} = 0$. Além disso, como A_2 e A_3 estão posicionadas simetricamente em relação a A_1, *por simetria* observamos que $F_{12} = F_{13}$, conseqüentemente

$$F_{12} = 0{,}5 \triangleleft$$

Da *relação de reciprocidade* entre as superfícies A_1 e A_2,

$$F_{21} = \frac{A_1}{A_2}F_{12} = \frac{2\text{ m} \times L}{(2\pi 1\text{ m}/4) \times L}0{,}5 = \frac{4}{\pi}0{,}5 = 0{,}637 \triangleleft$$

(b) *Hemisfério de diâmetro D sobre um disco de diâmetro D/2*. Por *inspeção*, observamos que A_1 *vê* apenas A_2, conseqüentemente, temos que

$$F_{12} = 1{,}0 \triangleleft$$

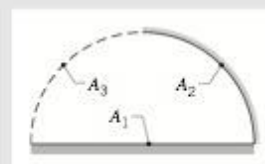
Da *relação de reciprocidade* entre as superfícies A_1 e A_2,

$$F_{21} = \frac{A_1}{A_2}F_{12} = \frac{\pi(D/2)^2/4}{(\pi D^2)/2}1{,}0 = \frac{1}{8}1{,}0 = 0{,}125 \triangleleft$$

Por *inspeção*, baseado em um *argumento de simetria* em que A_2 *vê a si* próprio, assim como A_1 e A_3 combinados, segue-se que

$$F_{22} = 0{,}50 \triangleleft$$

Aplicando a *regra do somatório* para a superfície A_2,

$$F_{21} + F_{22} + F_{23} = 1$$
$$F_{23} = 1 - F_{21} + F_{22} = 1 - 0{,}125 - 0{,}50 = 0{,}375 \triangleleft$$

(c) *Tubo circular*. Aplique a *regra do somatório* à superfície A_1

$$F_{11} + F_{12} + F_{13} = 1$$

Por *inspeção*, $F_{11} = 0$, e do *diagrama* para discos paralelos coaxiais, Fig. 18.22*b*, com $(r_3/L) = 0{,}5$ e $(L/r_1) = 2$, encontramos

$$F_{13} = 0{,}17$$

Substituindo os valores numéricos na regra do somatório,

$$F_{12} = 1 - F_{11} - F_{13} = 1 - 0 - 0{,}17 = 0{,}83 \quad \triangleleft$$

Da *relação da reciprocidade* entre as superfícies A_1 e A_2, encontramos

$$F_{21} = \frac{A_1}{A_2}F_{12} = \frac{\pi D^2/4}{\pi DL}0{,}83 = 0{,}21 \quad \triangleleft$$

Comentários:

1. Observe que a regra do somatório deve ser aplicada a uma cavidade. Para completar a cavidade no item (a), foi necessário definir uma terceira superfície hipotética A_3 (mostrada por linhas tracejadas), que nós fizemos simetricamente na forma de A_2.
2. Observe que as soluções seguem um procedimento sistemático aplicando a relação de reciprocidade e a regra do somatório. Sempre procure instâncias para deduzir o fator de forma por *inspeção*, como ilustrado neste exemplo.

18.6 Troca por Radiação entre Superfícies Negras

Para as superfícies que podem ser aproximadas como corpos negros, a radiação que sai é apenas o resultado da emissão, nenhuma radiação incidente é refletida. Desenvolvemos inicialmente a relação para a *troca radiante líquida entre duas superfícies negras* e então estendemos o tratamento para a determinação da *radiação líquida de uma superfície negra em uma cavidade*.

Considere a troca por radiação entre duas superfícies negras de forma arbitrária (Fig. 18.23*a*). Lembrando de nossa discussão na Seção 18.6, $q_{i\to j}$ é a taxa pela qual a radiação *deixa* a superfície *i* e é *interceptada* pela superfície *j*. Da Eq. 18.32, segue que

$$q_{i\to j} = (A_iJ_i)F_{ij} \tag{18.42}$$

ou, como *a radiosidade é igual ao poder emissivo para uma superfície negra*, $J_i = E_{bi}$

$$q_{i\to j} = A_iF_{ij}E_{bi}$$

Analogamente,

$$q_{j\to i} = A_jF_{ji}E_{bj}$$

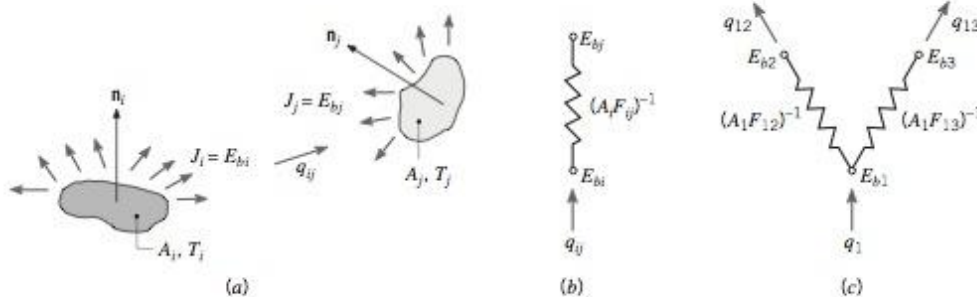



Figura 18.23 Transferência de radiação entre superfícies negras. (*a*) Troca líquida entre duas superfícies, $q_{i,j}$. Elementos de circuito representando (*b*) troca líquida entre duas superfícies, $q_{i,j}$, em função *da resistência radiante espacial* e do poder emissivo de corpo negro e (*c*) taxa líquida da superfície A_1 devido à troca com as demais superfícies (A_2, A_3) em uma *cavidade com três superfícies*, q_1.

A *troca radiante líquida* entre as duas superfícies pode então ser definida como

$$q_{ij} = q_{i \to j} - q_{j \to i} \tag{18.43}$$

a partir da qual temos

$$q_{ij} = A_i F_{ij} E_{bi} - A_j F_{ji} E_{bj}$$

Utilizando a relação da reciprocidade do fator de forma, Eq. 18.33, e rearrumando, encontramos

elemento de circuito

$$q_{ij} = \frac{E_{bi} - E_{bj}}{(A_i F_{ij})^{-1}} \tag{18.44}$$

ou, em termos das temperaturas das superfícies, utilizando a Eq. 18.9,

$$q_{ij} = A_i F_{ij} \sigma (T_i^4 - T_j^4) \tag{18.45}$$

resistência espacial

Observe que a expressão para a troca líquida da Eq. 18.44 pode ser representada pelo ***elemento de malha***, Fig. 18.23*b*, associada ao *potencial motriz* ($E_{bi} - E_{bj}$) e a uma ***resistência radiante espacial ou geométrica*** da forma $(A_i F_{ij})^{-1}$.

Os resultados anteriores também podem ser utilizados para calcular a transferência líquida por radiação de uma superfície qualquer em uma cavidade de *superfícies negras*. Para uma cavidade com *três* superfícies mantidas a diferentes temperaturas, a *taxa líquida* de radiação da superfície A_i é devido à troca com as demais superfícies (A_2, A_3) e pode ser representada como

$$q_1 = q_{12} + q_{13} \tag{18.46}$$

$$q_1 = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{(A_1 F_{12})^{-1}} + \frac{E_{b1} - E_{b3}}{(A_1 F_{13})^{-1}} \tag{18.47}$$

Essas relações para a superfície negra também podem ser representadas pelos elementos de *malha*, conforme mostrado na Fig. 18.23*c*. Observe que podemos escrever uma relação semelhante para cada uma das superfícies na cavidade e, obviamente, estender o tratamento para mais de três superfícies.

EXEMPLO 18.8

ANÁLISE DE CAVIDADES: TROCAS ENTRE SUPERFÍCIES NEGRAS

Uma cavidade de um forno, na forma de um cilindro de 75 mm de diâmetro e 150 mm de comprimento, é aberta em uma extremidade para uma grande vizinhança que se encontra a 27°C. As laterais e a parte inferior que podem ser aproximadas como corpos negros são aquecidas eletricamente, estão bem isoladas e são mantidas nas temperaturas de 1350 e 1650°C, respectivamente.

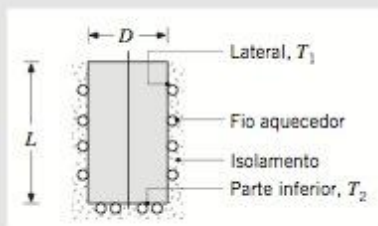



Figura E18.8a

Qual a potência elétrica necessária para manter o forno em condições de regime permanente?

Solução

Dados: Temperaturas superficiais do forno cilíndrico.
Determinar: A potência elétrica necessária para manter as temperaturas dadas.

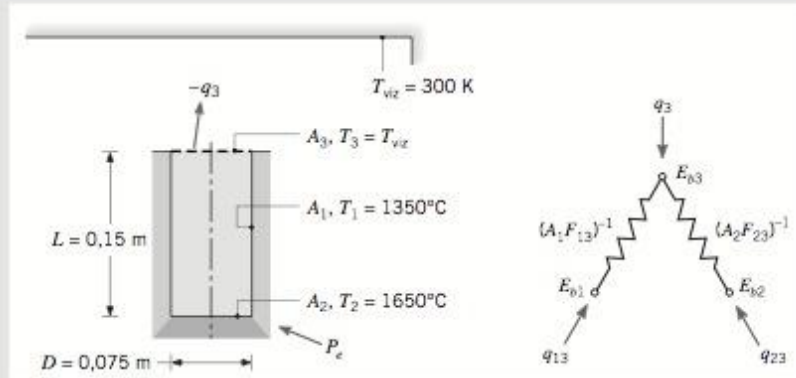
Esquemas e Valores Fornecidos:

Hipóteses:
1. Condições de regime permanente.
2. Superfícies internas comportam-se como corpos negros.
3. Transferência de calor por convecção é desprezível.
4. Superfície exterior do forno é adiabática.

Figura E18.8b,c

Análise: A potência elétrica necessária para operar o forno sob condições de regime permanente, P_e, deve equilibrar a transferência de calor da abertura do forno. Sujeito às considerações anteriores, a única transferência de calor é por radiação através da abertura, que pode ser tratada como a *superfície hipotética* de área A_3, que completa o interior da cavidade do forno (A_1, A_2, A_3). Como a vizinhança é grande, a troca de radiação entre a abertura de forno e o ambiente pode ser tratada por aproximação da superfície A_3 como um corpo negro para $T_3 = T_{viz}$. Os processos associados a A_3 são representados pelo circuito da Fig. E18.8*c*, do qual resulta

$$P_e = -q_3 = q_{13} + q_{23}$$
$$P_e = A_1F_{13}\sigma(T_1^4 - T_3^4) + A_2F_{23}\sigma(T_2^4 - T_3^4)$$

onde q_3 é a taxa líquida de calor radiante que *deixa* A_3 (no lado da superfície da cavidade). Da Fig. 18.22*b* para os fatores de forma entre discos paralelos, coaxial com $(r_j/L) = (0{,}0375\text{ m}/0{,}15\text{ m}) = 0{,}25$ e $(L/r_i) = (0{,}15\text{ m}/0{,}0375\text{ m}) = 4$, encontramos

$$F_{23} = 0{,}06$$

Da *regra do somatório* para superfície A_2, com $F_{22} = 0$

$$F_{21} = 1 - F_{22} - F_{23} = 1 - 0 - 0{,}06 = 0{,}94$$

e, usando a *relação de reciprocidade*,

$$F_{12} = \frac{A_2}{A_1}F_{21} = \frac{\pi(0{,}075\text{ m})^2/4}{\pi(0{,}075\text{ m})(0{,}15\text{ m})} \times 0{,}94 = 0{,}118$$

Das considerações de simetria, verificamos que $F_{13} = F_{12} = 0{,}118$. Com $A_1 = \pi DL$ e $A_2 = \pi D^2/4$, substituindo os valores numéricos, a potência elétrica necessária é

$$P_e = (\pi \times 0{,}075\text{ m} \times 0{,}15\text{ m})0{,}118(5{,}67 \times 10^{-8}\text{ W/m}^2\cdot\text{K}^4)[(1623\text{ K})^4 - (300\text{ K})^4]$$
$$+ (\pi(0{,}075\text{ m})^2/4) \times 0{,}06(5{,}67 \times 10^{-8}\text{ W/m}^2\cdot\text{K}^4)[(1923\text{ K})^4 - (300\text{ K})^4]$$
$$P_e = 1639\text{ W} + 205\text{ W} = 1844\text{ W} \quad \triangleleft$$

18.7 Troca por Radiação entre Superfícies Cinzas Difusas e em uma Cavidade

Em uma cavidade composta de superfícies opacas *não-negras*, a radiação pode deixar a superfície por emissão *e* por reflexão de irradiação que se origine de outras superfícies na *cavidade*, como mostrado na Fig. 18.24*a*. Iniciamos o problema de análise de troca de radiação em uma cavidade pela formulação dos balanços de

energia visando a obter as relações para a *radiação líquida que deixa uma superfície* e representando os resultados com elementos de circuitos. Aplicaremos a formulação de circuitos à *cavidade de duas superfícies*, considerando também o caso especial de *barreiras de radiação* e o de uma *cavidade com três superfícies, uma delas reirradiante* (isolada).

18.7.1 Relações de Troca Radiante: Representação por Circuitos

O termo q_i, que é a *taxa líquida pela qual a radiação deixa a superfície i*, representa o efeito líquido das interações radiantes na superfície. Conforme mostrado na Fig. 18.24*b* (ver também Figs. 18.11 e 18.5*b*), q_i é igual à diferença entre a radiosidade e a irradiação da superfície e pode ser representada como

$$q_i = A_i(J_i - G_i) \tag{18.48}$$

Da definição de radiosidade, Eq. 18.4b, com a Eq. 18.12 do poder emissivo e a Eq. 18.20 da irradiação refletida, encontramos

$$J_i = E_i + G_{ref,i} = \varepsilon_i E_{bi} + \rho_i G_i \tag{18.49}$$

e, resolvendo para a irradiação G, encontramos

$$G_i = \frac{J_i - \varepsilon_i E_{bi}}{\rho_i} = \frac{J_i - \varepsilon_i E_{bi}}{1 - \varepsilon_i} \tag{18.50}$$

onde, da Eq. 18.28, $\rho_i = 1 - \alpha_i = 1 - \varepsilon_i$, uma vez que $\varepsilon_i = \alpha_i$ para uma superfície opaca cinza e difusa (Eq. 18.31). Substituindo a Eq. 18.50 na 18.48, segue que a ***taxa de radiação líquida que deixa a superfície*** A_i tem a forma

taxa líquida de calor radiante deixando a superfície

$$q_i = \frac{E_{bi} - J_i}{(1 - \varepsilon_i)/\varepsilon_i A_i} \tag{18.51}$$

resistência radiante da superfície

Essa relação pode ser representada pelo elemento de circuito da Fig. 18.24*c*, onde $(E_{bi} - J_i)$ é o *potencial motriz* e $(1 - \varepsilon_i)/\varepsilon_i A_i$ é a ***resistência radiante da superfície.*** Esse elemento representa uma superfície difusa cinza; se a superfície fosse negra, esse elemento não apareceria no circuito que construímos.

Resistência Radiante Espacial. Considere agora a *troca* de radiação entre duas das superfícies na cavidade da Fig. 18.24*a*. Seguindo o tratamento para a troca em corpo negro (ver Eqs. 18.42-43), lembre-se de que o termo $q_{i\to j}$ foi definido como a taxa pela qual a radiação deixa a superfície i e é interceptada pela superfície j. Logo, a *troca de radiação líquida entre duas superfícies* pode ser representada como

$$q_{ij} = q_{i\to j} - q_{j\to i} \tag{18.52}$$

Da Eq. 18.42, em termos das radiosidades da superfície (não dos poderes emissivos), resulta

$$q_{ij} = (A_i J_i) F_{ij} - (A_j J_j) F_{ji} \tag{18.53}$$

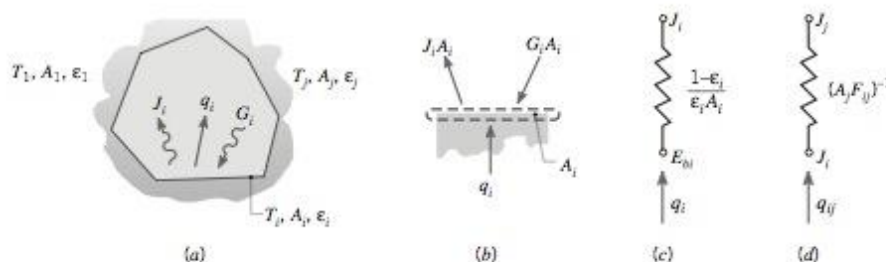



Figura 18.24 Troca líquida de radiação em uma cavidade com superfícies cinzas e difusas. (*a*) Esquema da cavidade. (*b*) Balanço radiante de acordo com a Eq. 18.48. (*c*) Elemento do circuito que representa a transferência líquida de radiação em uma superfície, q_i, em função da *resistência radiante da superfície*. (*d*) Elemento de circuito que representa a troca líquida entre duas superfícies, $q_{i,j}$, em função da *resistência radiante espacial* ou *geométrica*.

e, utilizando a relação de reciprocidade do fator de forma,

$$q_{ij} = \frac{J_i - J_j}{(A_i F_{ij})^{-1}} \tag{18.54}$$

troca de radiação entre superfícies

A *componente* q_{ij} pode ser representada pelo elemento de circuito para o qual $(J_i - J_j)$ é o *potencial motriz* e $(A_i F_{ij})^{-1}$ é a ***resistência radiante geométrica ou espacial*** (Fig. 18.24*d*).

resistência espacial radiante

Balanço de Energia no Nó J_i. Da Eq. 18.51, vemos que a transferência de radiação líquida (corrente) para a superfície *i*, através da sua *resistência superficial*, q_i, deve ser igual à taxa líquida de transferência de radiação (correntes) de *i* para todas as outras superfícies, através das *resistências de espaço* correspondentes, q_{ij}, como mostrado na Eq. 18.54. Essas equações são representadas pelo *circuito* na Fig. 18.25 para uma superfície A_1 em uma cavidade com três superfícies. O circuito corresponde a um *balanço de energia no nó representando a radiosidade* (potencial). Podemos ver no circuito que a *taxa líquida* da transferência de radiação da superfície A_1, q_1, é igual à soma das componentes relativas à troca radiante com as outras superfícies na cavidade, e tem a forma

$$q_1 = q_{12} + q_{13} + \cdots = \frac{J_1 - J_2}{(A_1 F_{12})^{-1}} + \frac{J_1 - J_3}{(A_1 F_{13})^{-1}} + \cdots \tag{18.55}$$

A *representação de circuito* da superfície difusa cinza (Fig. 18.25) serve como uma ferramenta útil para visualização e cálculo da troca por meio de radiação. Na seção a seguir, aplicamos este circuito a uma cavidade com duas superfícies.

18.7.2 Cavidade com Duas Superfícies

O exemplo mais simples de cavidade é o daquela formada por duas superfícies que trocam radiação somente uma com a outra. Tal cavidade com duas superfícies está mostrada esquematicamente na Fig. 18.26*a*. Observamos, a partir de um *balanço global de energia na cavidade*, que a taxa líquida de transferência de radiação da superfície 1, q_1, deve ser igual à taxa líquida de transferência de radiação para a superfície 2, q_2. Como a cavidade tem apenas duas superfícies, temos que as duas grandezas devem ser iguais à taxa líquida pela qual a radiação é trocada entre 1 e 2, q_{12}. Assim sendo,

$$q_1 = -q_2 = q_{12} \tag{18.56}$$

Podemos utilizar a representação de circuitos da Fig. 18.25 para cada uma das superfícies na construção do circuito correspondente à *cavidade com duas superfícies* mostrada na Fig. 18.26*b*. A resistência total à

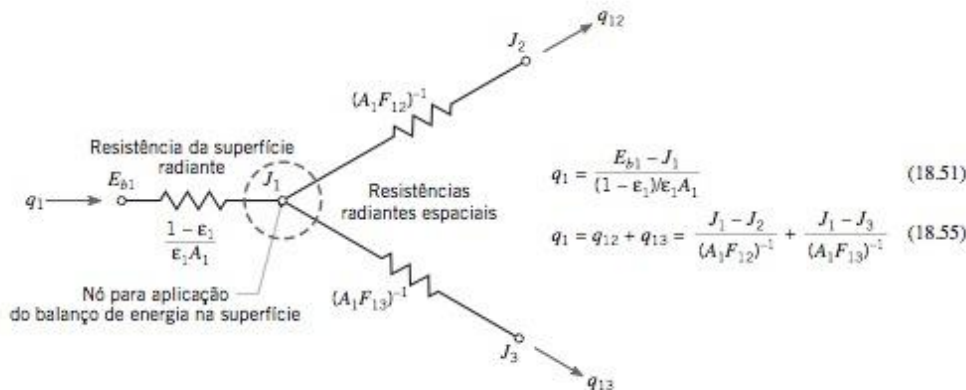



Figura 18.25 Resistências radiantes de superfície e espacial que correspondem à representação por circuito da superfície A_1 em uma cavidade com *três* superfícies. As Eqs. 18.51 e 18.55 são os balanços de energia no nó J_1 da superfície.

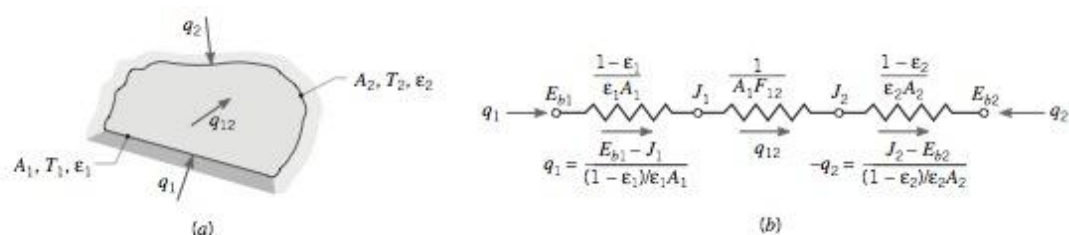



Figura 18.26 Cavidade com duas superfícies. (*a*) Esquema. (*b*) Representação por meio de circuitos da cavidade com duas resistências radiantes *superficiais* e uma *espacial*, Eq. 18.57.

troca de radiação entre as superfícies 1 e 2 é composta pelas duas resistências superficiais e pela resistência espacial. Logo, a *troca de radiação líquida* entre as duas superfícies pode ser representada como

$$q_1 = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\dfrac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1 A_1} + \dfrac{1}{A_1 F_{12}} + \dfrac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2 A_2}} \tag{18.57}$$

onde, da Eq. 18.9, $E_b = \sigma T^4$.

O resultado anterior pode ser usado para quaisquer duas superfícies difusas e cinzas de uma cavidade. A aplicação da Eq. 18.57 a geometrias comuns importantes está resumida na Tabela 18.4. Observe que a taxa líquida de calor radiante, Eq. 18.61, para o *pequeno objeto convexo em um grande ambiente isotérmico* corresponde à equação de troca que encontramos inicialmente no Cap. 15 (Eq. 15.15).

TABELA **18.4** Equações da Troca Líquida Radiante em Cavidades com Duas Superfícies Comuns Difusas Cinzas, Resultantes da Aplicação da Eq. 18.57

Placas Paralelas Grandes (Infinitas)

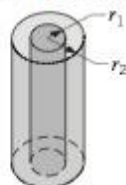
A_1, T_1, ε_1

A_2, T_2, ε_2

$A_1 = A_2 = A$

$F_{12} = 1$

$$q_{12} = \frac{A\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\dfrac{1}{\varepsilon_1} + \dfrac{1}{\varepsilon_2} - 1} \tag{18.58}$$

Cilindros Concêntricos Longos (Infinitos)

$\dfrac{A_1}{A_2} = \dfrac{r_1}{r_2}$

$F_{12} = 1$

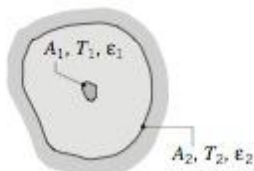
$$q_{12} = \frac{\sigma A_1(T_1^4 - T_2^4)}{\dfrac{1}{\varepsilon_1} + \dfrac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2}\left(\dfrac{r_1}{r_2}\right)} \tag{18.59}$$

Esferas Concêntricas

$\dfrac{A_1}{A_2} = \dfrac{r_1^2}{r_2^2}$

$F_{12} = 1$

$$q_{12} = \frac{\sigma A_1(T_1^4 - T_2^4)}{\dfrac{1}{\varepsilon_1} + \dfrac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2}\left(\dfrac{r_1}{r_2}\right)^2} \tag{18.60}$$

Pequeno Objeto Convexo em uma Grande Cavidade

$\dfrac{A_1}{A_2} \approx 0$

$F_{12} = 1$

$$q_{12} = \sigma A_1 \varepsilon_1 (T_1^4 - T_2^4) \tag{18.61}$$

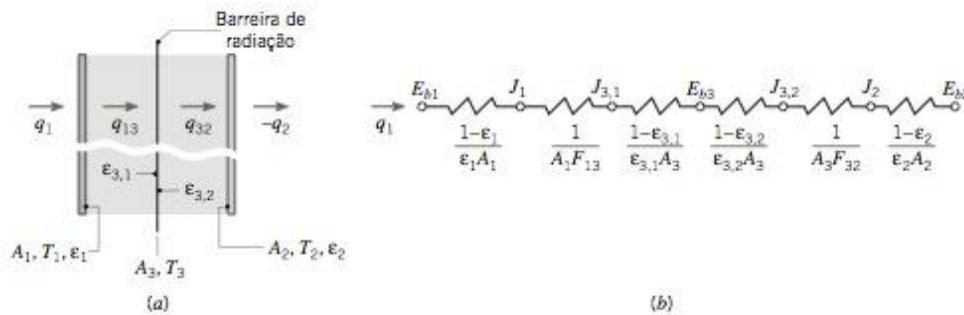



Figura 18.27 Troca de radiação entre grandes planos paralelos com uma barreira de radiação. (*a*) Esquema. (*b*) Representação por meio de circuitos da cavidade com quatro resistências radiantes *superficiais* e duas *espaciais*.

Barreiras de Radiação. **Barreiras de radiação** construídas com materiais de baixa emissividade (alta refletividade) podem ser utilizadas para reduzir a transferência líquida de radiação entre duas superfícies. Considere a colocação de uma barreira, superfície 3, entre os dois planos infinitos paralelos da Fig. 18.27*a*. *Sem* a barreira de radiação, a taxa líquida de transferência de radiação entre as duas superfícies 1 e 2 é dada pela Eq. 18.57. Entretanto, *com* a barreira, estão presentes resistências adicionais, conforme mostrado na Fig. 18.27*b*, e, assim, a taxa de transferência de calor é reduzida. Observe que a emissividade associada a um dos lados da barreira ($\varepsilon_{3,1}$) pode diferir daquela associada ao lado oposto ($\varepsilon_{3,2}$), e que as radiosidades serão sempre diferentes. Somando as resistências e observando que $F_{13} = F_{32} = 1$, segue-se que

barreiras de radiação

$$q_{12} = \frac{A_1\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\dfrac{1}{\varepsilon_1} + \dfrac{1-\varepsilon_{3,1}}{\varepsilon_{3,1}} + \dfrac{1-\varepsilon_{3,2}}{\varepsilon_{3,2}} + \dfrac{1}{\varepsilon_2}} \tag{18.62}$$

Observe que as resistências associadas à barreira de radiação se tornam muito grandes quando as emissividades $\varepsilon_{3,1}$ e $\varepsilon_{3,2}$ são muito pequenas.

EXEMPLO 18.9

BARREIRA DE RADIAÇÃO PARA UMA LINHA DE TRANSFERÊNCIA DE FLUIDO CRIOGÊNICO

Um fluido criogênico escoa através de um longo tubo de 20 mm de diâmetro, cuja superfície externa é difusa e cinza com $\varepsilon_1 = 0{,}02$ e $T_1 = 77$ K. Esse tubo é concêntrico com um tubo maior de 50 mm de diâmetro, cuja superfície interna é difusa e cinza com $\varepsilon_2 = 0{,}05$ e $T_2 = 300$ K. Há vácuo no espaço entre as superfícies. **(a)** Calcule a transferência de calor para o fluido criogênico por unidade de comprimento dos tubos. **(b)** Se uma barreira de radiação delgada com 35 mm diâmetro e $\varepsilon_3 = 0{,}02$ (ambos os lados) for inserida entre as superfícies interna e externa, calcule a variação (percentual) na transferência de calor por unidade de comprimento dos tubos.

Solução

Dados: Arranjo de tubos concêntricos com superfícies cinzas e difusas com diferentes emissividades e temperaturas.

Determinar:

(a) A transferência de calor para o fluido criogênico que escoa através do tubo interno, *sem* a barreira de radiação.

(b) A variação percentual da transferência de calor *com* a barreira de radiação inserida entre os tubos interno e externo.

Esquema e Valores Fornecidos:

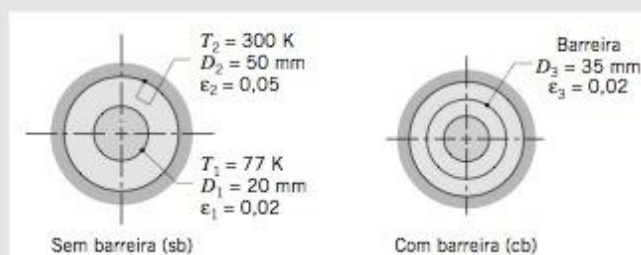



Figura E18.9

Hipóteses:

1. As superfícies são difusas e cinzas.
2. Há vácuo no espaço entre os tubos.
3. A resistência de condução para a barreira de radiação é desprezível.
4. Tubos concêntricos formam um cavidade de duas superfícies (os efeitos das extremidades são desprezíveis).

Análise:

(a) A representação através de circuitos do sistema *sem* a barreira (sb) é mostrada na Fig. 18.26, e a taxa de calor desejada pode ser obtida da Eq. 18.59, onde

$$q_{sb} = \frac{\sigma(\pi D_1 L)(T_1^4 - T_2^4)}{\dfrac{1}{\varepsilon_1} + \dfrac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2}\left(\dfrac{D_1}{D_2}\right)}$$

Conseqüentemente, a taxa de calor *do* fluido criogênico por unidade de comprimento de tubo é

$$q'_{sb} = \frac{q_{sb}}{L} = \frac{5{,}67 \times 10^{-8}\ \text{W/m}^2\cdot\text{K}^4(\pi \times 0{,}02\ \text{m})[(77\ \text{K})^4 - (300\ \text{K})^4]}{\dfrac{1}{0{,}02} + \dfrac{1-0{,}05}{0{,}05}\left(\dfrac{0{,}02\ \text{m}}{0{,}05\ \text{m}}\right)}$$

$$q'_{sb} = -0{,}50\ \text{W/m} \quad \triangleleft$$

O sinal negativo implica que a transferência de calor radiante se dá *para* o fluido criogênico.

(b) A representação através de circuitos do sistema com a barreira (cb) é mostrada na Fig. 18.27, e a taxa de calor desejada é agora

$$q_{cb} = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{R_{tot}} = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{R_{tot}}$$

onde a resistência total à radiação é a soma das *quatro* resistências radiantes *superficiais* e as *duas espaciais*

$$R_{tot} = \frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1(\pi D_1 L)} + \frac{1}{(\pi D_1 L)F_{13}} + 2\left[\frac{1-\varepsilon_3}{\varepsilon_3(\pi D_3 L)}\right] + \frac{1}{(\pi D_3 L)F_{32}} + \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2(\pi D_2 L)}$$

Substituindo os valores numéricos, obtemos

$$R_{tot} = \frac{1}{L}\left\{\frac{1-0{,}02}{0{,}02(\pi \times 0{,}02\ \text{m})} + \frac{1}{(\pi \times 0{,}02\ \text{m})1} + 2\left[\frac{1-0{,}02}{0{,}02(\pi \times 0{,}035\ \text{m})}\right] + \frac{1}{(\pi \times 0{,}035\ \text{m})1} + \frac{1-0{,}05}{0{,}05(\pi \times 0{,}05\ \text{m})}\right\}$$

$$R_{tot} = \frac{1}{L}(779{,}9 + 15{,}9 + 891{,}3 + 9{,}1 + 121{,}0) = \frac{1817}{L}\ \text{m}^{-2}$$

Portanto, a taxa de calor *com a barreira de radiação* é

$$q'_{cb} = \frac{q_{cb}}{L} = \frac{5{,}67 \times 10^{-8}\ \text{W/m}^2\cdot\text{K}^4[(77\ \text{K})^4 - (300\ \text{K})^4]}{1817\ \text{m}^{-1}} = -0{,}25\ \text{W/m} \quad \triangleleft$$

A variação percentual na transferência de calor para o fluido criogênico é então

$$\frac{q'_{cb} - q'_{sb}}{q'_{sb}} \times 100 = \frac{(-0{,}25\ \text{W/m}) - (-0{,}50\ \text{W/m})}{-0{,}50\ \text{W/m}} \times 100 = -50\% \quad \triangleleft$$

18.7.3 CAVIDADE DE TRÊS SUPERFÍCIES COM UMA SUPERFÍCIE REIRRADIANTE

Podemos utilizar a *representação de circuitos* da Fig. 18.25 para uma *única superfície* na construção do circuito correspondente a uma *cavidade com três superfícies*. Consideraremos o caso especial (Fig. 18.28) em que uma das superfícies é termicamente isolada na parte posterior, com radiação (e convecção) despre-

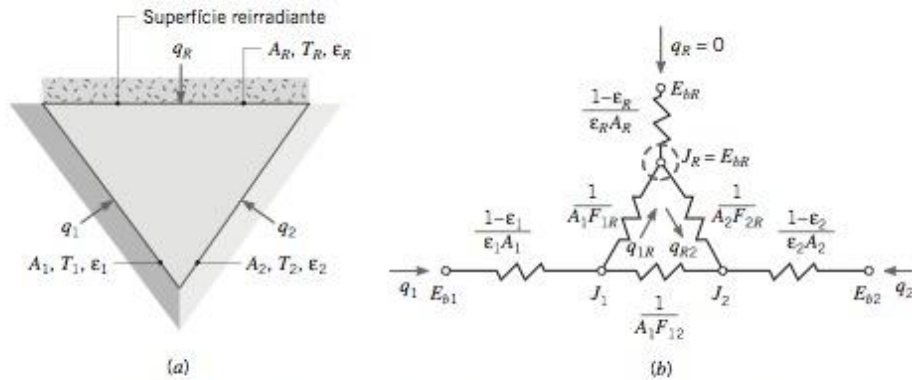



Figura 18.28 Cavidade com três superfícies onde uma superfície reirradiante. (*a*) Esquema. (*b*) Representação por meio de circuitos com três resistências radiantes *superficiais* e três *espaciais*.

zíveis no lado da cavidade. Denominada ***superfície reirradiante***, a superfície idealizada é caracterizada por uma *transferência de radiação líquida nula* ($q_1 = 0$). Essa situação é comum em muitas aplicações industriais, especialmente em fornalhas e fornos onde a radiação é o modo dominante de transferência de calor.

superfície reirradiante

A cavidade com três superfícies, na qual a terceira superfície R é reirradiante, está mostrada na Fig. 18.28*a* e o circuito correspondente é mostrado na Fig. 18.28*b*. Como se presume que a superfície R esteja termicamente bem isolada com efeitos de transferência de calor por convecção desprezíveis, a transferência líquida de radiação deve ser zero. Isto é, $q_R = 0$ e do *balanço global de energia na cavidade* segue-se que $q_1 = -q_2$.

Como $q_R = 0$, de acordo com a Eq. 18.51, o potencial motriz para o elemento de resistência radiante da superfície deve ser zero. Por conseguinte, o poder emissivo de corpo negro da superfície reirradiante deve ser igual à sua radiosidade

$$E_{bR} = J_R$$

Se a radiosidade de uma superfície reirradiante, J_R, for conhecida, então sua temperatura é finalmente determinada. Em uma tal cavidade, *a temperatura da superfície reirradiante é determinada por sua interação com as outras superfícies* e é *independente da emissividade da superfície reirradiante*.

O circuito que representa a cavidade, Fig. 18.26*b*, é uma associação simples em série-paralelo e de sua análise mostramos facilmente que a *taxa líquida de transferência de radiação* é

$$q_1 = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{\dfrac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1 A_1} + \dfrac{1}{A_1F_{12} + [(1/A_1F_{1R}) + (1/A_2F_{2R})]^{-1}} + \dfrac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2 A_2}} \tag{18.63}$$

Conhecendo $q_1 = -q_2$, a Eq. 18.51 pode ser aplicada às superfícies 1 e 2 na determinação de suas radiosidades J_1 e J_2. Conhecendo J_1, J_2 e as *resistências geométricas*, a radiosidade da superfície reirradiante J_R pode ser determinada do balanço de radiação aplicado ao nó R ($q_{1R} - q_{2R} = 0$)

$$\frac{J_1 - J_R}{(1/A_1F_{1R})} - \frac{J_R - J_2}{(1/A_2F_{2R})} = 0 \tag{18.64}$$

A ***temperatura da superfície reirradiante*** T_R, pode então ser determinada da exigência de que $\sigma T_R^4 = J_R$.

temperatura de superfície reirradiante

Como você viu, para as cavidades de duas e três superfícies (com uma superfície reirradiante), a representação em forma de circuitos é conveniente para proceder a uma análise. Para cavidades complicadas, um método mais direto envolve o trabalho com as relações de balanço de energia, Eqs. 18.51 e 18.55. Para uma cavidade de N superfícies com N radiosidades desconhecidas (ou uma combinação de N radiosidades e temperaturas), a análise requer a resolução simultânea do sistema de N equações de balanço de energia. Os métodos para a realização dessas análises são fornecidos em livros mais avançados de transferência de calor.

ATUALIZAÇÃO DA METODOLOGIA

EXEMPLO 18.10

ANÁLISE DE CAVIDADE FORMADA POR TRÊS SUPERFÍCIES: FORNO PARA SECAGEM DE PINTURA

Um forno para secagem de pintura consiste em um longo duto triangular no qual uma superfície aquecida é mantida a 1200 K e a outra superfície é termicamente isolada. Painéis pintados, que são mantidos a 500 K, ocupam a terceira superfície. O triângulo é de largura $W = 1$ m de lado, e as superfícies aquecidas e isoladas têm uma emissividade de 0,8. A emissividade dos painéis é 0,4. **(a)** Durante a operação em regime permanente, a que taxa a energia deve ser fornecida para que o lado aquecido por unidade de comprimento do duto mantenha sua temperatura em 1200 K? **(b)** Qual é a temperatura da superfície isolada?

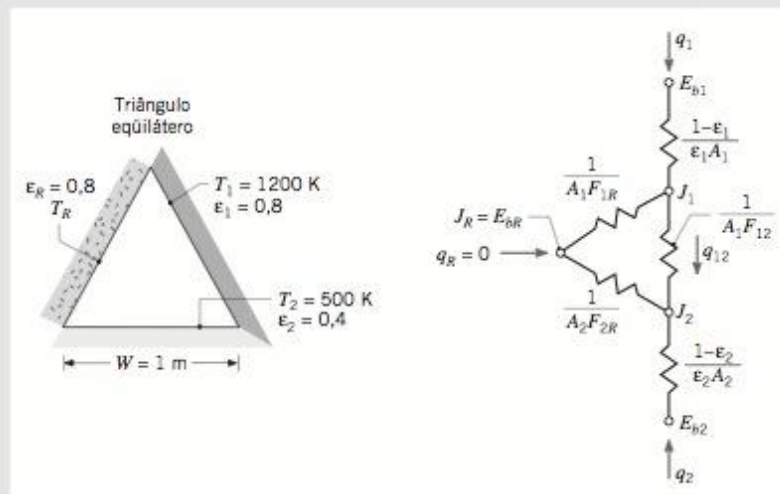
Solução

Dados: As propriedades da superfície de um longo duto triangular, que é isolado de um lado e aquecido e esfriado nos outros lados.

Determinar:

(a) A taxa pela qual a energia deve ser fornecida por unidade de comprimento do duto.

(b) A temperatura da superfície isolada.

Esquemas e Valores Fornecidos

Hipóteses:

1. Condições de regime permanente.
2. Todas as superfícies são opacas, difusas, cinzas e de radiosidade uniforme.
3. Os efeitos de convecção são desprezíveis.
4. A superfície R é reirradiante.
5. Efeitos das extremidades são desprezíveis.

Figura E18.10

Análise:

(a) O sistema pode ser modelado como uma cavidade com três superfícies sendo uma reirradiante. A taxa pela qual a energia deve ser fornecida para a superfície aquecida pode ser obtida da Eq. 18.63

$$q_1 = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{\dfrac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1 A_1} + \dfrac{1}{A_1F_{12} + [(1/A_1F_{1R}) + (1/A_2F_{2R})]^{-1}} + \dfrac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2 A_2}}$$

Das considerações de simetria, $F_{12} = F_{1R} = F_{2R} = 0{,}5$. Além disso, $A_1 = A_2 = W\,L$, onde L é o comprimento do duto. Substituindo os valores numéricos, encontramos a taxa de transferência de calor por unidade de comprimento do duto

$$q_1' = \frac{q_1}{L} = \frac{5{,}67 \times 10^{-8}\ \text{W/m}^2 \cdot \text{K}^4(1200^4 - 500^4)\ \text{K}^4}{\dfrac{1-0{,}8}{0{,}8 \times 1\ \text{m}} + \dfrac{1}{1\ \text{m} \times 0{,}5 + (2+2)^{-1}\ \text{m}} + \dfrac{1-0{,}4}{0{,}4 \times 1\ \text{m}}}$$

ou

$$q_1' = 37\ \text{kW/m} \quad \triangleleft$$

(b) A temperatura da superfície isolada pode ser obtida da exigência de que $J_R = E_{bR}$, onde J_R é determinado da Eq. 18.64. No entanto, para utilizar essa expressão, J_1 e J_2 devem ser conhecidos. Aplicando o *balanço de energia de superfície*, Eq. 18.51, para as superfícies 1 e 2, e reconhecendo a partir do circuito, Fig. E18.10, que $q_2' = -q_1'$, temos

$$J_1 = E_{b1} - \frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1 W} q'_1 = 5{,}67 \times 10^{-8}\ \mathrm{W/m^2 \cdot K^4} (1200\ \mathrm{K})^4 - \frac{1-0{,}8}{0{,}8 \times 1\ \mathrm{m}} \times 37.000\ \mathrm{W/m} = 108.323\ \mathrm{W/m^2}$$

$$J_2 = E_{b2} - \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2 W} q'_2 = 5{,}67 \times 10^{-8}\ \mathrm{W/m^2 \cdot K^4} (500\ \mathrm{K})^4 - \frac{1-0{,}4}{0{,}4 \times 1\ \mathrm{m}} (-37.000\ \mathrm{W/m}) = 59.043\ \mathrm{W/m^2}$$

Do balanço de energia para a superfície reirradiante, Eq. 18.64, encontramos

$$\frac{108.323 - J_R}{\dfrac{1}{W \times L \times 0{,}5}} - \frac{J_R - 59.043}{\dfrac{1}{W \times L \times 0{,}5}} = 0$$

Conseqüentemente, a radiosidade da superfície reirradiante é

$$J_R = 83.683\ \mathrm{W/m^2}$$

Como $J_R = E_{bR} = \sigma T_R^4$ para a superfície reirradiante, sua temperatura é

$$T_R = \left(\frac{J_R}{\sigma}\right)^{1/4} = \left(\frac{83.683\ \mathrm{W/m^2}}{5{,}67 \times 10^{-8}\ \mathrm{W/m^2 \cdot K^4}}\right)^{1/4} = 1102\ \mathrm{K} \quad \triangleleft$$

18.8 Resumo do Capítulo e Guia de Estudo

Estudamos, neste capítulo, os *processos* e as *propriedades da radiação*, e aplicamos esses fundamentos aos métodos de determinação da transferência de calor por radiação de *superfícies espectralmente seletivas* e entre *superfícies difusas* e *cinzas* compondo uma cavidade.

Descrevemos a natureza da radiação térmica e introduzimos então os *processos de radiação* de emissão e de irradiação. O conceito de *corpo negro*, como absorvedor perfeito e emissor ideal, fornece a base para a nossa compreensão da *distribuição espectral* da radiação como uma função do comprimento de onda e da temperatura. As *propriedades de radiação*, definidas em termos do comportamento de *corpo negro*, descrevem a interação entre os processos de radiação e superfícies *reais*. Consideramos, em nosso tratamento, superfícies *difusas*, às quais se aplica a igualdade das propriedades *espectrais* $\varepsilon_\lambda = \alpha_\lambda$. Para a superfície *cinza* e *difusa*, um modelo útil em muitas aplicações de engenharia, a igualdade em base *total*, $\varepsilon = \alpha$, se aplica. Entretanto, a igualdade não se aplica a superfícies *espectralmente seletivas*, que têm propriedades espectrais que são diferentes nas faixas de comprimento de onda associadas com os processos de emissão e irradiação.

As hipóteses de superfície difusa e cinza permitem a representação das características geométricas da troca radiante entre superfícies de uma cavidade em termos do *fator de forma*. Com base nas relações de balanço de energia, introduzimos a *representação em forma de circuitos* para a *cavidade com duas superfícies*, tratando as *barreiras de radiação* como um caso especial, e para as *cavidades com três superfícies com uma superfície reirradiante*.

Como muitos conceitos e termos novos foram introduzidos neste capítulo é necessária uma leitura cuidadosa para se tornar familiarizado com suas aplicações. Reveja os termos resumidos na Tabela 18.1, as características do corpo negro listadas na Seção 18.3 e as inter-relações das propriedades resumidas na Seção 18.4.4.

A seguinte lista fornece um guia de estudo para este capítulo. Quando seu estudo do texto e os exercícios no fim do capítulo tiverem sido completados você deve ser capaz de

- descrever o significado dos termos listados nas margens ao longo do capítulo e entender cada um dos conceitos relacionados. O subconjunto de termos-chave listado aqui na margem é particularmente importante.
- descrever a natureza da radiação e os aspectos importantes que a caracterizam.
- definir os *poderes emissivos espectral* e *total* e explicar o papel que o poder emissivo total desempenha em um balanço de energia aplicado a uma superfície.
- definir a *irradiação total* e a *radiosidade total* e explicar o papel que elas desempenham em um balanço de energia aplicado a uma superfície.

radiação térmica
poder emissivo
irradiação
radiosidade
corpo negro
distribuição espectral de Planck
lei do deslocamento de Wien
lei de Stefan-Boltzmann
propriedades espectrais totais

superfície espectralmente seletiva
fator de forma
circuitos para cavidades
barreira de radiação
superfície reirradiante

- listar as características de um *corpo negro* e explicar o principal papel do comportamento de corpo negro na análise da radiação.
- descrever a *distribuição de Planck* e explicar o uso da lei do *deslocamento de Wien*, da lei de *Stefan-Boltzmann* e da *fração de emissão da banda* na resolução de problemas.
- listar as características importantes das superfícies *espectralmente seletivas* e *cinzas* e explicar o que é uma superfície *difusa*.
- explicar o conceito de fator de forma e o uso da *relação de reciprocidade* e da *regra do somatório*.
- aplicar a representação em forma de circuitos para calcular a troca líquida de radiação em uma cavidade com duas superfícies difusas e cinzas.
- explicar o uso de uma *barreira de radiação* e se é vantajoso para a barreira ter uma superfície de alta absortividade e refletividade.

PROBLEMAS

Observação: A menos que seja indicado o contrário no enunciado do problema, utilize os valores das propriedades termofísicas fornecidas nas tabelas apropriadas do Apêndice TC na resolução desses problemas.

Processos de Radiação e suas Grandezas

18.1 A distribuição espectral da radiação emitida por uma superfície difusa pode ser aproximada como mostrado na Fig. P18.1. A superfície possui uma irradiação total de 1500 W/m², 70% da qual absorvidas e 30%, refletidas.

(a) Qual é o poder emissivo total?
(b) Qual é a radiosidade?
(c) Qual é o fluxo *líquido* de calor radiante que *deixa* a superfície, q''_{rad}? Mostre esquematicamente o balanço de energia em sua superfície e assinale os processos de radiação.

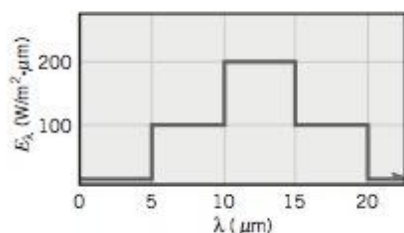



Figura P18.1

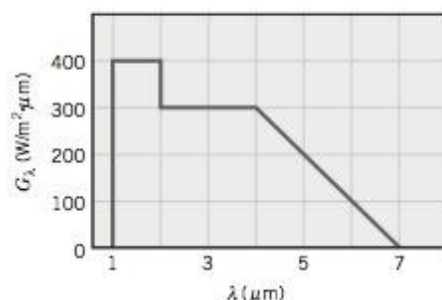
18.2 Uma superfície é submetida à irradiação espectral, mostrada na Fig. P18.2. A superfície reflete 40% da irradiação e tem um poder emissivo de 600 W/m².

(a) Qual é a irradiação?

Figura P18.2

(b) Qual é a radiosidade?
(c) Qual é o fluxo *líquido* de calor radiante que *deixa* a superfície, q''_{rad}? Mostre esquematicamente o balanço de energia em sua superfície e assinale os processos de radiação.

18.3 Considere uma placa que esteja bem isolada na sua parte posterior e mantida a 200°C por meio de elementos de resistência elétrica embutidos na placa. A superfície exposta apresenta um poder emissivo de 1200 W/m², uma irradiação de 2500 W/m² e uma refletividade de 30%. A superfície exposta está submetida a um escoamento de ar com uma temperatura de corrente livre de 20°C com um coeficiente de transferência de calor por convecção de 15 W/m² · K.

(a) Qual é a radiosidade, J?
(b) Determine o fluxo *líquido* de calor por radiação que *deixa* a superfície, $q''_{rad,líq}$, em função da radiosidade e da irradiação.
(c) Determine o fluxo térmico *líquido* combinado de transferência de calor por convecção e por radiação *que deixa* a superfície.
(d) Represente esquematicamente um balanço de energia aplicado à superfície e assinale todos os processos de radiação.
(e) Qual é a potência elétrica necessária, P''_e (W/m²), para manter a placa sob essas condições?

Radiação de Corpo Negro

18.4 Uma casca esférica de alumínio de diâmetro interno D = 2 m é submetida a vácuo e utilizada como uma câmara de teste de radiação. Se a superfície interna for revestida com negro-fumo e mantida a 600 K, qual é a irradiação em uma pequena superfície de teste colocada na câmara? Se a superfície interna não fosse revestida, mas mantida a 600 K, qual seria a radiação?

18.5 Uma cavidade possui uma área interna de 100 m² e sua superfície interna é negra e é mantida a uma temperatura constante. Uma pequena abertura na cavidade tem uma área de 0,02 m². O poder radiante emitido por essa abertura é 70 W. Qual é a temperatura da parede interna da cavidade? Se a superfície interna for mantida a essa temperatura e a parede agora

polida, qual será o valor do poder radiante emitido pela abertura?

18.6 O fluxo de energia associado à radiação solar que incide sobre a superfície externa da atmosfera terrestre foi medido com precisão e o seu valor é de 1353 W/m^2. Os diâmetros do Sol e da Terra são $1{,}39 \times 10^9$ e $1{,}29 \times 10^7$ m, respectivamente, e a distância entre o Sol e a Terra é $1{,}5 \times 10^{11}$ m.

(a) Qual é o poder emissivo do Sol?

(b) Aproximando a superfície do Sol por uma superfície negra, qual é sua temperatura?

(c) Em qual comprimento de onda o poder emissivo espectral do Sol é máximo?

(d) Admitindo a superfície da Terra como negra e que o Sol seja a sua única fonte de energia, estime a temperatura da superfície da Terra.

18.7 Estime o comprimento de onda que correspondente máxima à emissão de corpo negro para cada uma das seguintes superfícies: Sol, filamento de tungstênio a 2500 K, metal aquecido a 1500 K, pele humana a 305 K e superfície metálica resfriada criogenicamente a 60 K. Estime a fração da emissão solar que se encontra nas seguintes regiões espectrais: ultravioleta, visível e infravermelha.

18.8 Uma lâmpada de 100 W consiste em um filamento que tem a forma de uma lâmina fina retangular de 5 mm de comprimento por 2 mm de largura e emite radiação como um corpo negro a 2900 K.

(a) Admitindo que o bulbo de vidro transmite toda a radiação visível incidente, qual é sua eficiência? A eficiência é definida como a razão do poder radiante visível e a potência elétrica consumida.

(b) Determine a eficiência em função da temperatura do filamento para uma faixa de 1300 a 3300 K.

18.9 (CD-ROM)

Emissividade; Propriedades

18.10 A emissividade espectral do tungstênio pode ser aproximada pela distribuição mostrada na Figura P18.10. Considere um filamento de tungstênio cilíndrico com um diâmetro $D = 0{,}8$ mm e comprimento $L = 20$ mm. O filamento é colocado no interior de um bulbo a vácuo e aquecido por uma corrente elétrica até uma temperatura em regime permanente de 2900 K.

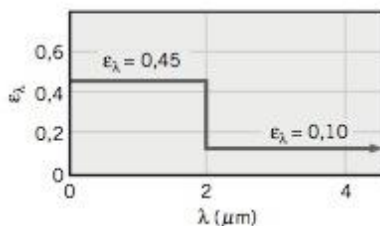



Figura P18.10

(a) Qual é a emissividade total quando a temperatura do filamento for 2900 K?

(b) Faça um gráfico da emissividade em função da temperatura do filamento para $1300 \leq T \leq 2900$ K.

18.11 (CD-ROM)

18.12 A emissividade espectral de um material difuso a 2000 K tem a distribuição mostrada na Figura P18.12.

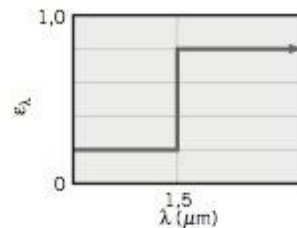



Figura P18.12

(a) Determine a emissividade total a 2000 K.

(b) Determine o poder emissivo na faixa espectral de 0,8 a 2,5 μm.

18.13 Para os materiais *A* e *B*, cujas emissividades espectrais variam com o comprimento de onda conforme mostrado a seguir, como a emissividade total varia em função da temperatura? Explique sucintamente.

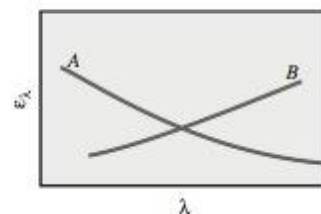



Figura P18.13

Propriedades e Balanços de Energia

18.14 Uma superfície opaca com a distribuição da refletividade espectral dada está sujeita à irradiação espectral ilustrada conforme Fig. P18.14.

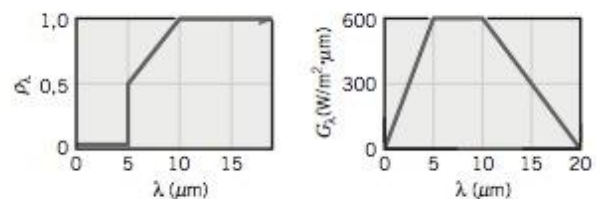



Figura P18.14

(a) Esboce a distribuição espectral de absortividade.

(b) Determine a irradiação total sobre a superfície.

(c) Determine o fluxo radiante que é absorvido pela superfície.

(d) Qual é o valor da absortividade total dessa superfície?

18.15 Uma superfície opaca, de 2m por 2m, é mantida a 400 K e simultaneamente exposta a irradiação solar com $G = 1200$ W/m^2. A superfície é difusa e sua absortividade espectral é $\alpha_\lambda = 0, 0{,}8$ e $0{,}9$ nos intervalos $0 \leq \lambda \leq 0{,}5$ μm, $0{,}5$ μm $< \lambda \leq 1$ μm, 1 μm $< \lambda \leq 2$ μm e $\lambda > 2$ μm, respectivamente. Determine a irradiação absorvida, o poder emissivo, a radiosidade e a transferência líquida de calor por radiação a partir da superfície.

18.16 A absortividade espectral de uma superfície opaca é mostrada na Figura P18.16.

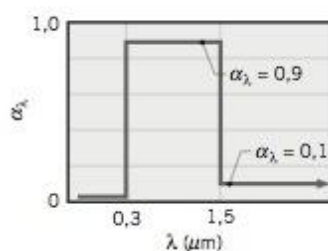



Figura P18.16

Qual é a absortividade solar, α_S? Se for considerado que $\varepsilon_\lambda = \alpha_\lambda$ e que a superfície se encontra a uma temperatura de 340 K, qual é a sua emissividade total?

18.17 A absortividade espectral de uma superfície opaca e a distribuição espectral da radiação que incide sobre a superfície são representadas na Figura P18.17.

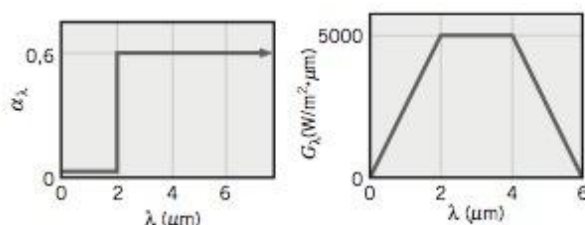



Figura P18.17

Qual é a absortividade total da superfície? Se for considerado que $\varepsilon_\lambda = \alpha_\lambda$ e que a superfície se encontra a 1000 K, qual é a sua emissividade total? Qual é o fluxo radiante líquido sobre a superfície?

18.18 (CD-ROM)

18.19 A emissividade espectral de uma superfície opaca e difusa é mostrada na Figura P18.19.

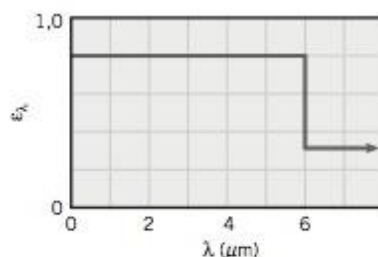



Figura P18.19

(a) Se a superfície for mantida a 1000 K, qual é a sua emissividade total?

(b) Qual é a absortividade total da superfície quando irradiada por uma grande vizinhança com emissividade de 0,8 e temperatura de 1500 K?

(c) Qual é a radiosidade da superfície quando ela for mantida a 1000 K e submetida à irradiação indicada no item (b)?

(d) Determine o fluxo *líquido* de radiação que *deixa* a superfície nas condições do item (c).

18.20 (CD-ROM)

Aplicações do Balanço de Energia

18.21 Uma placa plana horizontal opaca possui uma área superficial superior de 3 m^2 e suas laterais e superfície inferior são isoladas termicamente. A placa é irradiada uniformemente na superfície superior a uma taxa de 1300 W. Considere condições de regime permanente para as quais 1000 W da radiação incidente é absorvida, a temperatura da placa é 500 K e a transferência de calor por convecção saindo da superfície é 300 W. Determine a irradiação G, o poder emissivo E, a radiosidade J, a absortividade α, a refletividade ρ e a emissividade ε.

18.22 Uma pequena peça é colocada no interior de um grande forno que possui paredes isotérmicas a $T_f = 1000$ K, com uma emissividade $\varepsilon_f = 0{,}5$. A peça é submetida a transferência de calor por convecção com ar em movimento a 600 K e um coeficiente de transferência de calor por convecção $h = 60$ W/m$^2 \cdot$ K. A superfície da peça possui um revestimento espectralmente seletivo para o qual a emissividade tem a seguinte distribuição espectral:

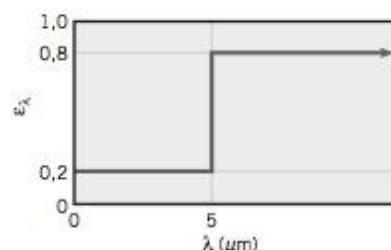



Figura P18.22

(a) Partindo da identificação de todos os processos relevantes em uma superfície de controle ao redor da peça, efetue um balanço de energia na peça e determine sua temperatura T_s, em regime permanente.

(b) Represente graficamente a temperatura T_s da superfície em função do coeficiente de transferência de calor por convecção para $10 \leq h \leq 1200$ W/m$^2 \cdot$ K. No mesmo gráfico, mostre a temperatura superficial em função do coeficiente de transferência de calor por convecção para superfícies cinzas e difusas com emissividades de 0,2 e 0,8.

18.23 Um termopar cuja superfície é difusa e cinza e possui uma emissividade de 0,6 indica uma temperatura de 180°C quando utilizado para medir a temperatura de um gás que escoa através de um grande duto cujas paredes possuem uma emissividade de 0,85 e uma temperatura uniforme de 450°C.

(a) Se o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o termopar e a corrente de gás for $\bar{h} = 125$ W/m$^2 \cdot$ K e as perdas por condução pelo termopar forem desprezíveis, determine a temperatura do gás.

(b) Considere uma temperatura do gás de 125°C. Calcule e represente graficamente o *erro de medição* do termopar em função do coeficiente de transferência de calor por convecção para $10 \leq \bar{h} \leq 1000$ W/m$^2 \cdot$ K. Quais são as implicações dos resultados?

18.24 Irradiação solar de 1100 W/m^2 incide sobre um grande telhado metálico horizontal e plano em um dia no qual o vento que sopra sobre o telhado mantém um coeficiente de transfe-

rência de calor por convecção de 25 W/m^2 · K. A temperatura do ar externo é 27°C, a absortividade da superfície metálica para a radiação solar incidente é 0,60, a emissividade do telhado é 0,20 e a parte inferior do telhado encontra-se termicamente isolada.

(a) Estime a temperatura do telhado em condições de regime permanente.

(b) Explique qualitativamente o efeito das variações na absortividade, na emissividade e no coeficiente de transferência de calor por convecção sobre a temperatura de regime permanente.

18.25 (CD-ROM)

18.26 (CD-ROM)

18.27 Placas quadradas após serem pulverizadas com uma pintura epóxi devem ser curadas a 140°C por um longo período de tempo. As placas são colocadas em uma grande área fechada e aquecidas por um conjunto de lâmpadas infravermelhas, conforme ilustrado na Fig. P18.27. A superfície superior de cada placa possui uma emissividade $\varepsilon = 0,8$ e está submetida a transferência de calor por convecção por uma corrente de ventilação de ar que se encontra a $T_\infty = 27$°C e fornece um coeficiente de transferência de calor por convecção $h = 20$ W/m^2 · K. A irradiação das paredes da área fechada é estimada em $G_{par} =$ 450 W/m^2, para a qual a absortividade é $\alpha_{par} = 0,7$.

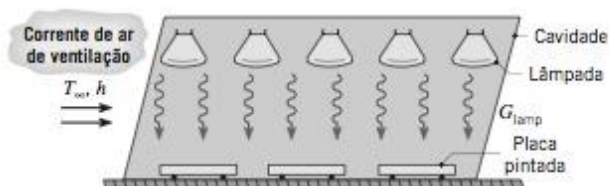



Figura P18.27

Determine a irradiação que deve ser fornecida pelas lâmpadas, G_{lamp}. A absortividade da superfície da placa para essa irradiação é $\alpha_{lamp} = 0,6$.

18.28 (CD-ROM)

RADIAÇÃO AMBIENTAL E DO ESPAÇO

18.29 Um construtor deve selecionar um material de revestimento para telhado entre dois revestimentos opacos e difusos com $\alpha_\lambda(\lambda)$, conforme a Fig. P18.29.

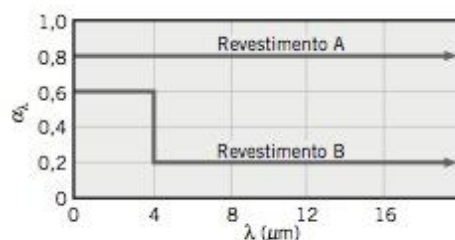



Figura P18.29

Qual dos dois revestimentos resultaria em uma menor temperatura no telhado? Qual revestimento é o preferido para se utilizar durante o verão? E durante o inverno? Esboce a distribuição espectral de α_λ que seria ideal para utilização durante o verão. E para uso durante o inverno.

18.30 Um radiador de uma central de energia solar proposta para um satélite deve dissipar o calor gerado no interior do satélite através de sua emissão para o espaço. A superfície do radiador possui uma absortividade solar de 0,5 e uma emissividade de 0,95. Qual será a temperatura de equilíbrio da superfície quando a irradiação solar for 1000 W/m^2 e a dissipação de calor for de 1500 W/m^2?

18.31 A superfície exposta de um amplificador de potência de um receptor utilizado em satélite terrestre, com área de 130 mm por 130 mm possui um revestimento opaco cinza e difuso com emissividade de 0,5. Em condições de operação típicas do amplificador, a temperatura superficial é de 58°C sob as seguintes condições ambientais: temperatura do ar, $T_\infty =$ 27°C, temperatura do céu, $T_{céu} = -20$°C; coeficiente de transferência de calor por convecção, $h = 15$ W/m^2 · K; irradiação solar, $G_S = 800$ W/m^2.

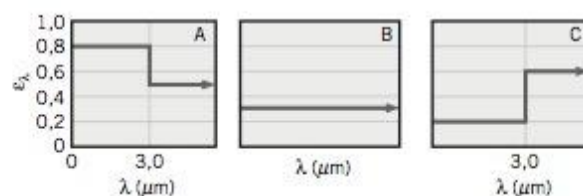



Figura P18.31

(a) Nas condições acima, determine a potência dissipada no interior do amplificador.

(b) Deseja-se reduzir a temperatura da superfície aplicando um dos revestimentos difusos (A, B, C) mostrados na Fig. P18.31. Qual revestimento resultará em menor temperatura superficial mantidas as mesmas condições de operação do amplificador e as mesmas condições ambientais?

18.32 Não é incomum a temperatura do céu noturno descer a −40°C em regiões desérticas. Se a temperatura do ar ambiente for de 20°C e o coeficiente de transferência de calor por convecção com o ar em repouso é de aproximadamente 5 W/m^2 · K, pode a água em uma vasilha rasa congelar?

FATORES DE FORMA

18.33 Determine F_{12} e F_{21} para as configurações mostradas na Fig. P18.33, utilizando o teorema da reciprocidade e outras relações básicas para o fator de forma. Não utilize tabelas ou gráficos.

(a) Duto longo.

(b) Pequena esfera de área A_1 sob uma hemisfera concêntrica com área $A_2 = 2\,A_1$.

(c) Duto longo. Qual é o valor de F_{22} nesse caso?

(d) Placas longas inclinadas (o ponto B está diretamente acima do centro de A_1).

18.34 Considere as seguintes calhas, com largura W, que foram usinadas em um bloco de material sólido.

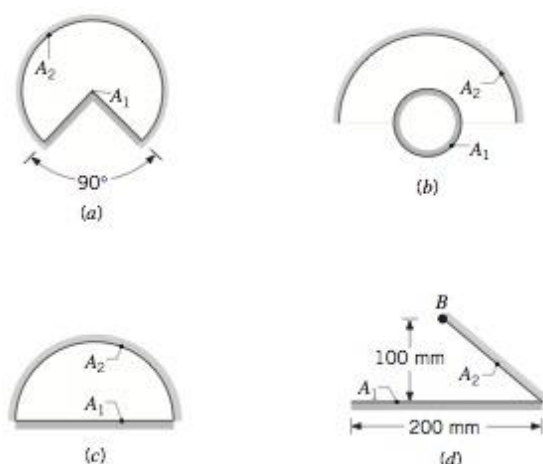



Figura P18.33

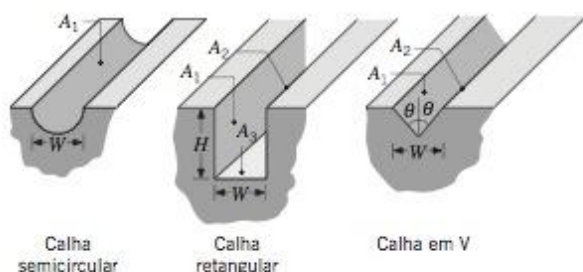



Figura P18.34

(a) Para cada caso obtenha uma expressão para o fator de forma da calha em relação à vizinhança externa à calha.

(b) Para a calha em forma de V, obtenha uma expressão para o fator de forma F_{12}, onde A_1 e A_2 são as superfícies opostas.

(c) Se $H = 2\ W$ na calha retangular, qual é o fator de forma F_{12}?

18.35 Calcule todos os fatores de forma associados a **(a)** um tetraedro regular, cujos lados têm a forma de um triangulo eqüilátero e **(b)** uma cavidade cúbica.

18.36 Considere cilindros concêntricos longos com diâmetros D_1 e D_2 e áreas superficiais A_1 e A_2.

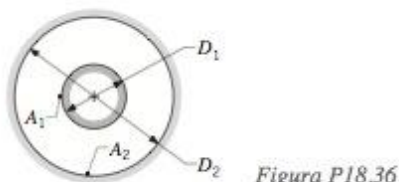



Figura P18.36

(a) Qual é o fator de forma F_{12}?

(b) Obtenha expressões para os fatores de forma F_{22} e F_{21} em função dos diâmetros dos cilindros.

18.37 Considere dois discos coaxiais com diâmetros $D = 250$ mm que estão separados por uma distância $L = 150$ mm. O disco superior tem um furo de 125 mm. Determine o fator de forma F_{12}.

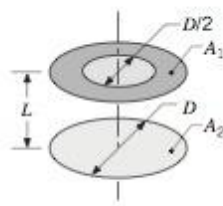



Figura P18.37

18.38 Considere os retângulos perpendiculares mostrados esquematicamente na Fig. P18.38. Determine o fator de forma F_{12}.

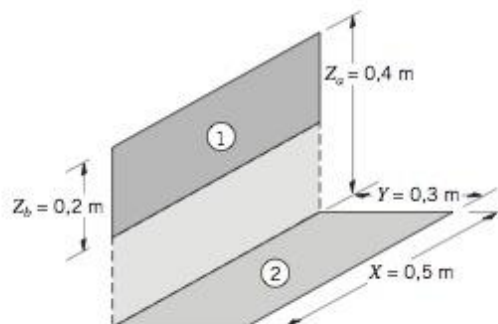



Figura P18.38

18.39 (CD-ROM)

Troca de Radiação entre Superfícies Negras

18.40 Um forno de secagem consiste em um duto longo semicircular de diâmetro $D = 1$ m, conforme mostrado na Figura P18.40.

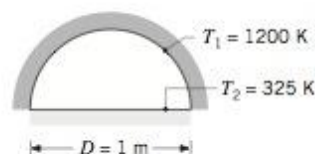



Figura P18.40

Os materiais a serem secados cobrem a base do forno, enquanto a parede é mantida a 1200 K. Qual é a taxa de secagem por unidade de comprimento do forno (kg/s · m), se uma camada de material coberta por água for mantida a 325 K durante o processo de secagem? Comportamento de corpo negro pode ser admitido tanto para a superfície da água como para a parede do forno.

18.41 Considere o arranjo de três superfícies negras mostradas na Fig. P18.41, onde A_1 é pequena em comparação com A_2 e A_3.

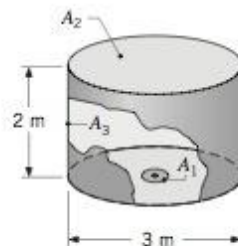



Figura P18.41

Determine o valor de F_{13}. Calcule a transferência líquida de calor por radiação de A_1 para A_3 com $A_1 = 0{,}05\ m^2$, $T_1 = 1000$ K e $T_3 = 500$ K.

18.42 Um disco circular de diâmetro $D_1 = 20$ mm está localizado na base de uma cavidade que possui uma parede lateral cilíndrica e um domo hemisférico. A cavidade tem um diâmetro $D = 0{,}5$ m e a altura da seção cilíndrica é $L = 0{,}3$ m. As superfícies do disco e da cavidade são negras e encontram-se a temperaturas de 1000 e 300 K, respectivamente.

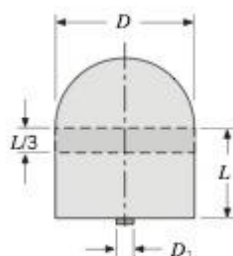



Figura P18.42

Qual é a taxa líquida de troca de radiação entre o disco e o domo hemisférico? Qual é a taxa líquida de troca de radiação entre o disco e o um terço superior da seção cilíndrica?

18.43 Considere discos negros coaxiais paralelos separados por uma distância de 0,20 m, conforme mostrado na Fig. P18.43. O disco inferior de diâmetro 0,40 m é mantido a 500 K e a vizinhança encontra-se a 300 K. Que temperatura o disco superior de diâmetro 0,20 m alcançará se uma potência elétrica de 17,5 W for fornecida ao aquecedor no lado posterior do disco?

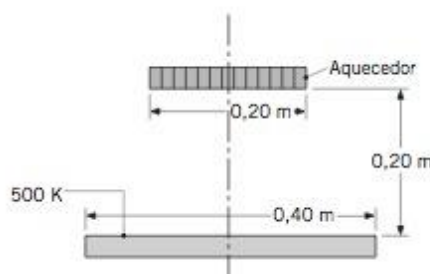



Figura P18.43

18.44 (CD-ROM)

18.45 Considere as superfícies negras longas e inclinadas (A_1 e A_2), mantidas a temperaturas uniformes $T_1 = 1000$ K e $T_2 = 800$ K.

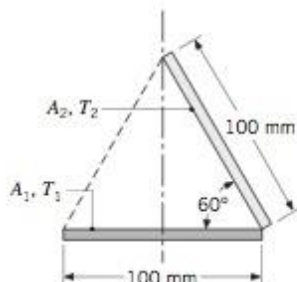



Figura P18.45

(a) Determine a troca líquida de radiação entre as superfícies por unidade de comprimento das superfícies.

(b) Considere a configuração quando uma superfície negra (A_3), cujo lado posterior é isolado, for posicionada ao longo da linha tracejada mostrada. Calcule a transferência líquida de radiação para a superfície A_2 por unidade de comprimento da superfície e determine a temperatura da superfície isolada A_3.

18.46 (CD-ROM)

CAVIDADES COM DUAS SUPERFÍCIES

18.47 Considere duas grandes placas paralelas muito grandes com superfícies cinzas e difusas.

Figura P18.47

Determine a irradiação e a radiosidade na placa superior. Qual é a radiosidade da placa inferior? Qual é a troca líquida de radiação entre as placas por unidade de área das placas?

18.48 Um orifício com fundo plano e 6 mm de diâmetro é perfurado até uma profundidade de 24 mm em um material cinza e difuso que possui uma emissividade de 0,8 e uma temperatura uniforme de 1000 K.

(a) Determine a potência radiante que deixa a abertura da cavidade.

(b) A emissividade efetiva ε_e de uma cavidade é definida como a razão entre a potência radiante que deixa a cavidade e a potência radiante de um corpo negro que possui a área da abertura da cavidade e a temperatura das superfícies internas da cavidade. Calcule a emissividade efetiva da cavidade descrita acima.

(c) Se a profundidade do orifício fosse aumentada, ε_e aumentaria ou diminuiria? Qual é o limite de ε_e à proporção que a profundidade aumenta?

18.49 (CD-ROM)

18.50 (CD-ROM)

18.51 Um condutor elétrico muito longo com 10 mm de diâmetro está posicionado concentricamente em um tubo cilíndrico resfriado de 50 mm de diâmetro cuja superfície interna é difusa e cinza com uma emissividade de 0,9 e temperatura de 27°C. O condutor elétrico possui uma superfície difusa e cinza com uma emissividade de 0,6 e está dissipando 6,0 W por metro de comprimento. Admitindo que há vácuo no espaço entre as duas superfícies, calcule a temperatura na superfície do condutor.

18.52 Oxigênio líquido é armazenado em um recipiente esférico de parede delgada e 0,8 m de diâmetro, que está encerrado no interior de um segundo recipiente esférico de parede delgada e com 1,2 m de diâmetro. As superfícies dos recipientes são opacas, difusas e cinzas, e possuem uma emissividade de 0,05 e há vácuo no espaço entre elas. Se a superfície externa estiver a 280 K e a superfície interna a 95 K, qual é a taxa de perda de massa de oxigênio devida à evaporação? (O calor de vaporização do oxigênio é $h_{fg} = 2{,}13 \times 10^5$ J/kg.)

18.53 Duas esferas concêntricas de diâmetros $D_1 = 0{,}8$ m e $D_2 = 1{,}2$ m estão separadas por um espaço de ar e possuem temperaturas de superfícies $T_1 = 400$ K e $T_2 = 300$ K.

(a) Se as superfícies são negras, qual é a taxa líquida de troca de radiação entre as esferas?

(b) Qual é a taxa líquida de troca de radiação entre as superfícies se elas são difusas e cinzas com $\varepsilon_1 = 0{,}5$ e $\varepsilon_2 = 0{,}05$?

(c) Qual é a taxa líquida de troca de radiação se D_2 for aumentado para 20 m, com $\varepsilon_2 = 0{,}05$, $\varepsilon_1 = 0{,}5$ e $D_1 = 0{,}8$ m? Que erro poderia ser introduzido se se considerasse o comportamento de corpo negro para a superfície externa ($\varepsilon_2 = 1$), mantendo todas as demais condições?

BARREIRAS DE RADIAÇÃO

18.54 Determine as temperaturas em regime permanente de duas barreiras de radiação colocadas no espaço entre dois planos infinitos onde há vácuo a temperaturas de 600 e 325 K. Todas as superfícies são difusas e cinzas com emissividades de 0,7.

18.55 Considere duas grandes superfícies paralelas difusas e cinzas separadas por uma pequena distância. Se as emissividades das superfícies são 0,8, qual deveria ser a emissividade de uma barreira fina para reduzir a transferência de calor por radiação entre as duas superfícies de um fator 10?

18.56 (CD-ROM)

18.57 A extremidade de um tanque cilíndrico que contém um propelente criogênico líquido está exposta ao espaço livre e deve ser protegida da radiação externa (solar) através da colocação de uma fina barreira metálica na frente do tanque, conforme mostrado na Fig. P18.57. Admita que o fator de forma F_{ts} entre o tanque e a barreira seja igual à unidade, que todas as superfícies são difusas e cinzas e que a vizinhança esteja a 0 K. Determine a temperatura T_s da barreira e o fluxo térmico (W/m²) para a extremidade do tanque.

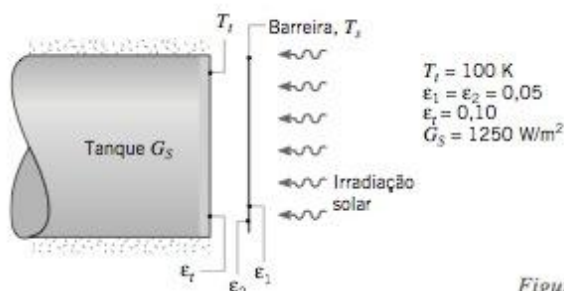



Figura P18.57

18.58 No fundo de uma grande câmara de vácuo cujas paredes estão a 300 K, um painel negro com 0,1 m de diâmetro é mantido a 77 K. Para reduzir a transferência de calor para esse painel, uma barreira de radiação com o mesmo diâmetro D e com emissividade 0,05 é colocada muito próxima do painel. Calcule a transferência líquida de calor para o painel.

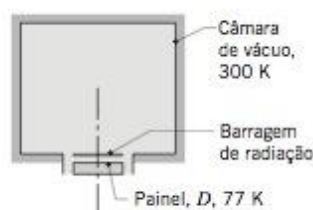



Figura P18.58

18.59 Uma barreira de radiação difusa e cinza, com 60 mm de diâmetro e emissividades $\varepsilon_{2,i} = 0{,}01$ e $\varepsilon_{2,o} = 0{,}1$ nas superfícies interna e externa, respectivamente, é concêntrica a um tubo longo que transporta um fluido de processo quente. A superfície externa do tubo é negra e possui um diâmetro de 20 mm. Há vácuo na região interior da barreira. A superfície externa da barreira está exposta a uma grande sala cujas paredes encontram-se a 17°C e está submetida à transferência de calor por convecção com o ar a 27°C e com coeficiente de transferência de calor por convecção de 10 W/m² · K. Determine a temperatura de operação para o tubo interno se a temperatura da barreira for mantida a 42°C.

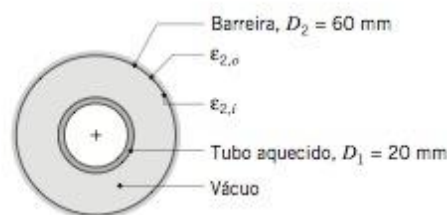



Figura P18.59

CAVIDADES COM UMA SUPERFÍCIE REIRRADIANTE

18.60 Dois discos paralelos coaxiais, de 0,4 m de diâmetro e separados por uma distância de 0,1 m, estão localizados em uma grande sala cujas paredes são mantidas a 300 K. Um dos discos é mantido a uma temperatura uniforme de 500 K, com uma emissividade de 0,6, enquanto o lado traseiro do segundo disco encontra-se isolado termicamente. Se as superfícies dos discos são difusas e cinzas, determine a temperatura do disco dotado de isolamento térmico.

18.61 Considere dois planos quadrados paralelos e alinhados (0,4 m × 0,4 m) separados por uma distância de 0,8 m e mantidos a temperaturas $T_1 = 500$ K e $T_2 = 800$ K. Calcule a transferência *líquida* de calor por radiação *saindo da superfície 1* nas seguintes condições especiais:

(a) Os dois planos são negros e a vizinhança encontra-se a 0 K.

(b) Os dois planos são negros e estão conectados com paredes reirradiantes.

(c) Os dois planos são difusos e cinzas com $\varepsilon_1 = 0{,}6$ e $\varepsilon_2 = 0{,}8$ e a vizinhança encontra-se a 0 K.

(d) Os dois planos são difusos e cinzas ($\varepsilon_1 = 0{,}6$ e $\varepsilon_2 = 0{,}8$), e estão conectados com paredes reirradiantes.

18.62 (CD-ROM)

18.63 (CD-ROM)

Índice de Tabelas de Propriedades e Figuras

TABELAS PARA MECÂNICA DOS FLUIDOS

TABELAS E NÚMEROS PARA TRANSFERÊNCIA DE CALOR[1]

CD-ROM

TABELAS E NÚMEROS PARA TERMODINÂMICA[2]

---

[1]A convenção utilizada para apresentar valores numéricos é ilustrada por meio deste exemplo:

T (K)	$\nu \cdot 10^7$ (m²/s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)
300	0,349	521

onde $\nu = 0{,}349 \times 10^{-7}$ m²/s e $k = 521 \times 10^{-3}$ W/m · K a 300K.

[2]A convenção utilizada para apresentar valores numéricos de volumes específicos de líquidos nas tabelas no SI é ilustrada por meio deste exemplo:

Temp. (°C)	$v_f \times 10^3$ (m³/kg)
20	1,0018

onde $v_f = 1{,}0018 \times 10^{-3}$ m³/kg.

CD-ROM

Tabelas

Figuras

TABELA MF-1 Propriedades de Fluidos Comuns

(a) Propriedades Físicas Aproximadas de Alguns Fluidos Comuns (Unidades SI)

	Temperatura (°C)	Massa Específica, ρ (kg/m³)	Peso Específico, γ (kN/m³)	Viscosidade Dinâmica, μ (N · s/m²)	Viscosidade Cinemática, ν (m²/s)
Líquidos					
Água	15,6	999	9,80	$1{,}12 \times 10^{-3}$	$1{,}12 \times 10^{-6}$
Água do mar	15,6	1.030	10,1	$1{,}20 \times 10^{-3}$	$1{,}17 \times 10^{-6}$
Álcool etílico	20	789	7,74	$1{,}19 \times 10^{-3}$	$1{,}51 \times 10^{-6}$
Gasolina	15,6	680	6,67	$3{,}1 \times 10^{-4}$	$4{,}6 \times 10^{-7}$
Glicerina	20	1.260	12,4	$1{,}50 \times 10^{+0}$	$1{,}19 \times 10^{-3}$
Mercúrio	20	13.600	133	$1{,}57 \times 10^{-3}$	$1{,}15 \times 10^{-7}$
Óleo SAE 30	15,6	912	8,95	$3{,}8 \times 10^{-1}$	$4{,}2 \times 10^{-4}$
Tetracloreto de carbono	20	1.590	15,6	$9{,}58 \times 10^{-4}$	$6{,}03 \times 10^{-7}$
Gases à Pressão Atmosférica Padrão[1]					
Ar (padrão)	15	1,23	12,0	$1{,}79 \times 10^{-5}$	$1{,}46 \times 10^{-5}$
Dióxido de carbono	20	1,83	18,0	$1{,}47 \times 10^{-5}$	$8{,}03 \times 10^{-6}$
Hélio	20	0,166	1,63	$1{,}94 \times 10^{-5}$	$1{,}15 \times 10^{-4}$
Hidrogénio	20	0,0838	0,822	$8{,}84 \times 10^{-6}$	$1{,}05 \times 10^{-4}$
Metano (gás natural)	20	0,667	6,54	$1{,}10 \times 10^{-5}$	$1{,}65 \times 10^{-5}$
Nitrogênio	20	1,16	11,4	$1{,}76 \times 10^{-5}$	$1{,}52 \times 10^{-5}$
Oxigênio	20	1,33	13,0	$2{,}04 \times 10^{-5}$	$1{,}53 \times 10^{-5}$

(b) Propriedades Físicas Aproximadas de Alguns Fluidos Comuns (Outras Unidades)

	Temperatura (°F)	Massa Específica, ρ (slug/ft³)	Peso Específico, γ (lbf/ft³)	Viscosidade Dinâmica, μ (lbf · s/ft²)	Viscosidade Cinemática, ν (ft²/s)
Líquidos					
Água	60	1,94	62,4	$2{,}34 \times 10^{-5}$	$1{,}21 \times 10^{-5}$
Água do mar	60	1,99	64,0	$2{,}51 \times 10^{-5}$	$1{,}26 \times 10^{-5}$
Álcool etílico	68	1,53	49,3	$2{,}49 \times 10^{-5}$	$1{,}63 \times 10^{-5}$
Gasolina	60	1,32	42,5	$6{,}5 \times 10^{-6}$	$4{,}9 \times 10^{-6}$
Glicerina	68	2,44	78,6	$3{,}13 \times 10^{-2}$	$1{,}28 \times 10^{-2}$
Mercúrio	68	26,3	847	$3{,}28 \times 10^{-5}$	$1{,}25 \times 10^{-6}$
Óleo SAE 30	60	1,77	57,0	$8{,}0 \times 10^{-3}$	$4{,}5 \times 10^{-3}$
Tetracloreto de carbono	68	3,09	99,5	$2{,}00 \times 10^{-5}$	$6{,}47 \times 10^{-6}$
Gases à Pressão Atmosférica Padrão[1]					
Ar (padrão)	59	$2{,}38 \times 10^{-3}$	$7{,}65 \times 10^{-2}$	$3{,}74 \times 10^{-7}$	$1{,}57 \times 10^{-4}$
Dióxido de carbono	68	$3{,}55 \times 10^{-3}$	$1{,}14 \times 10^{-1}$	$3{,}07 \times 10^{-7}$	$8{,}65 \times 10^{-5}$
Hélio	68	$3{,}23 \times 10^{-4}$	$1{,}04 \times 10^{-2}$	$4{,}09 \times 10^{-7}$	$1{,}27 \times 10^{-3}$
Hidrogênio	68	$1{,}63 \times 10^{-4}$	$5{,}25 \times 10^{-3}$	$1{,}85 \times 10^{-7}$	$1{,}13 \times 10^{-3}$
Metano (gás natural)	68	$1{,}29 \times 10^{-3}$	$4{,}15 \times 10^{-2}$	$2{,}29 \times 10^{-7}$	$1{,}78 \times 10^{-4}$
Nitrogênio	68	$2{,}26 \times 10^{-3}$	$7{,}28 \times 10^{-2}$	$3{,}68 \times 10^{-7}$	$1{,}63 \times 10^{-4}$
Oxigênio	68	$2{,}58 \times 10^{-3}$	$8{,}31 \times 10^{-2}$	$4{,}25 \times 10^{-7}$	$1{,}65 \times 10^{-4}$

[1]Para gases à pressão atmosférica, o modelo de gás ideal (Seção 4.5) se aplica e $\rho = p/RT$.

TABELA TC-1 Propriedades Termofísicas de Materiais Técnicos Selecionados

		Propriedades a 300 K				Propriedades em Diversas Temperaturas (K) k (W/m · K) / c_p (J/kg · K)									
Composição	Ponto de Fusão (K)	ρ (kg/m³)	c_p (J/kg · K)	k (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m²/s)	100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500
Metais Sólidos															
Aço															
AISI 316								504	550	576	602				
AISI 1010		7832	434	63,9	18,8			58,7	48,8	39,2	31,3				
								487	559	685	1168				
Carbono		7854	434	60,5	17,7			58,7	48,8	39,2	31,3				
								487	559	685	1168				
Inoxidável		8238	468	13,4	3,48			15,2	18,3	21,3	24,2				
Puro	1810	7870	447	80,2	23,1	134	94,0	69,5	54,7	43,3	32,8	28,3	32,1		
						216	384	490	574	680	975	609	654		
Alumínio															
Liga 2024-T6	775	2770	875	177	73,0	65	163	186	186						
						473	787	925	1042						
Puro	933	2702	903	237	97,1	302	237	240	231	218					
						482	798	949	1033	1146					
Berílio	1550	1850	1825	200	59,2	990	301	161	126	106	90,8	78,7			
						203	1114	2191	2604	2823	3018	3227	3519		
Cobre															
Latão	1188	8530	380	110	33,9	75	95	137	149						
(70% Cu, 30% Zn)							360	395	425						
Puro	1358	8933	385	401	117	482	413	393	379	366	352	339			
						252	356	397	417	433	451	480			
Germânio	1211	5360	322	59,9	34,7	232	96,8	43,2	27,3	19,8	17,4	17,4			
						190	290	337	348	357	375	395			
Molibdênio	2894	10.240	251	138	53,7	179	143	134	126	118	112	105	98	90	86
						141	224	261	275	285	295	308	330	380	459
Níquel															
Puro	1728	8900	444	90,7	23,0	164	107	80,2	65,6	67,6	71,8	76,2	82,6		
						232	383	485	592	530	562	594	616		
Ouro	1336	19.300	129	317	127	327	323	311	298	284	270	255			
						109	124	131	135	140	145	155			
Platina	2045	21.450	133	71,6	25,1	77,5	72,6	71,8	73,2	75,6	78,7	82,6	89,5	99,4	
						100	125	136	141	146	152	157	165	179	
Prata	1235	10,500	235	429	174	444	430	425	412	396	379	361			
						187	225	239	250	262	277	292			

Tabela TC-1 (Continuação)

Composição	Ponto de Fusão (K)	Propriedades a 300 K: ρ (kg/m³)	c_p (J/kg · K)	k (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m²/s)	Propriedades em Diversas Temperaturas (K) — k (W/m · K) / c_p (J/kg · K): 100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500
Silício	1685	2330	712	148	89,2	884	264	98,9	61,9	42,2	31,2	25,7	22,7		
						259	556	790	867	913	946	967	992		
Tântalo	3269	16.600	140	57,5	24,7	59,2	57,5	57,8	58,6	59,4	60,2	61,0	62,2	64,1	65,6
						110	133	144	146	149	152	155	160	172	189
Titânio	2023	11.700	118	54,0	39,1	59,8	54,6	54,5	55,8	56,9	56,9	58,7			
						99	112	124	134	145	156	167			
Tório	1953	4500	522	21,9	9,32	30,5	24,5	20,4	19,4	19,7	20,7	22,0	24,5		
						300	465	551	591	633	675	620	686		
Tungstênio	3660	19.300	132	174	68,3	208	186	159	137	125	118	113	107	100	95
						87	122	137	142	145	148	152	157	167	176
Sólidos Não Metálicos															
Carbeto de silício	3100	3160	675	490	230			—	—	—	87	58	30		
								880	1050	1135	1195	1243	1310		
Dióxido de silício, policristalino (sílica fundida)	1883	2220	745	1,38	0,834	0,69	1,14	1,51	1,75	2,17	2,87	4,00			
						—	—	905	1040	1105	1155	1195			
Dióxido de tório	3573	9110	235	13	6,1			10,2	6,6	4,7	3,68	3,12	2,73	2,5	
								255	274	285	295	303	315	330	
Grafite pirolítica	2273	2210													
k, ∥ às camadas				1950		4970	3230	1390	892	667	534	448	357	262	
k, ⊥ às camada				5,70		16,8	9,23	4,09	2,68	2,01	1,60	1,34	1,08	0,81	
c_p			709			136	411	992	1406	1650	1793	1890	1974	2043	
Nitreto de silício	2173	2400	691	16,0	9,65	—	—	13,9	11,3	9,88	8,76	8,00	7,16	6,20	
						—	578	778	937	1063	1155	1226	1306	1377	
Óxido de alumínio, policristalino	2323	3970	765	36,0	11,9	133	55	26,4	15,8	10,4	7,85	6,55	5,66	6,00	
		—					—	940	1110	1180	1225	—	—	—	
Óxido de alumínio, safira	2323	3970	765	46	15,1	450	82	32,4	18,9	13,0	10,5				
		—					—	940	1110	1180	1225				
Óxido de berílio	2725	3000	1030	272	88,0			196	111	70	47	33	21,5	15	
								1350	1690	1865	1975	2055	2145	2750	
Pirocerâmica, Corning 9606	1623	2600	808	3,98	1,89	5,25	4,78	3,64	3,28	3,08	2,96	2,87	2,79		
						—	—	908	1038	1122	1197	1264	1498		

TABELA TC-2 Propriedades Termofísicas de Materiais Comuns Selecionados

	Propriedades Típicas a 300 K		
Descrição/Composição	Massa Específica, ρ (kg/m^3)	Condutividade Térmica, k ($W/m \cdot K$)	Calor Específico, c_p ($J/kg \cdot K$)
Materiais para Construção Estrutural			
Materiais de alvenaria			
Concreto (misturado com pedra)	2300	1,4	880
Tijolo comum	1920	0,72	835
Painés de construção			
Gesso ou painel de gesso	800	0,17	—
Laminados	545	0,12	1215
Madeiras			
leves (abete, pinho)	510	0,12	1380
pesada (carvalho)	720	0,16	1255
Painel de partícula, alta densidade	1000	0,170	1300
Painel de partícula, baixa densidade	590	0,078	1300
Painel rígido, parede	640	0,094	1170
Sistemas e Materiais Isolantes			
Formado/Espumado no local			
Acetato de polivinil, cortiça, mastique jateado ou aplicado com colher	—	0,100	—
Uretano, mistura de duas partes; espuma rígida	70	0,026	1045
Manta e Isolante			
Fibra de vidro, revestimento de papel	16	0,046	—
	28	0,038	—
	40	0,035	—
Painel e Chapas			
Fibra de vidro, ligada organicamente	105	0,036	795
Poliestireno expandido			
Extrudado (R-12)	55	0,027	1210
Leitos moldados	16	0,040	1210
Vidro celular	145	0,058	1000
Preenchimento frouxo			
Fibra de vidro, despejado ou soprado	16	0,043	835
Vermiculite, flocos	80	0,068	835
	160	0,063	1000
Reflectivo			
Folha de alumínio e papel laminado de vidro; 75–150 camadas; com vácuo; para aplicações criogênicas (150 K)	120	0,000017	—
Folha de alumínio separando algodão revestimento felpudo de vidro; 10-12 camadas com vácuo; para aplicações criogênicas (150 K)	40	0,00016	—
Pó de sílica típica, com vácuo	160	0,0017	—

TABELA TC-2 Propriedades Termofísicas de Materiais Comuns Selecionados (*Continuação*)

Descrição/ Composição	Temperatura (K)	Massa Específica, ρ (kg/m^3)	Condutividade térmica, k ($W/m \cdot K$)	Calor específico, c_p ($J/kg \cdot K$)
Outros Materiais				
Algodão	300	80	0,06	1300
Areia	300	1515	0,27	800
Asfalto	300	2115	0,062	920
Borracha vulcanizada				
Leve	300	1100	0,13	2010
Pesada	300	1190	0,16	—
Carvão, antracito	300	1350	0,26	1260
Couro (sola)	300	998	0,159	—
Gelo	273	920	1,88	2040
	253	—	2,03	1945
Gêneros alimentícios				
Carne de galinha, branca	198	—	1,60	—
(74,4% de conteúdo de água)	273		0,476	
Maçã vermelha (75% de água)	300	840	0,513	3600
Massa de bolo batida	300	720	0,223	—
Massa de bolo totalmente cozida	300	280	0,121	—
Madeira, radial				
Abete	300	420	0,14	2720
Carvalho	300	545	0,19	2385
Madeira, transversal				
Abete	300	415	0,11	2720
Carvalho	300	545	0,17	2385
Neve	273	110	0,049	—
		500	0,190	—
Papel	300	930	0,180	1340
Parafina	300	900	0,240	2890
Rocha				
Granito, Barre	300	2630	2,79	775
Mármore, Halston	300	2680	2,80	830
Rocha sedimentada, Berea	300	2150	2,90	745
Solo	300	2050	0,52	1840
Tecido humano				
Camada gordurosa (adiposo)	300	—	0,2	—
Músculo	300	—	0,41	—
Pele	300	—	0,37	—
Teflon	300	2200	0,35	—
	400		0,45	—
Vidro				
Placa (hidróxido de) sódio com cal)	300	2500	1,4	750
Pirex	300	2225	1,4	835

TABELA TC-3 Propriedades Termofísicas de Gases à Pressão Atmosférica[1]

T (K)	ρ (kg/m³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m²)	$\nu \cdot 10^6$ (m²/s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m²/s)	Pr
Ar							
100	3,5562	1,032	71,1	2,00	9,34	2,54	0,786
150	2,3364	1,012	103,4	4,426	13,8	5,84	0,758
200	1,7458	1,007	132,5	7,590	18,1	10,3	0,737
250	1,3947	1,006	159,6	11,44	22,3	15,9	0,720
300	1,1614	1,007	184,6	15,89	26,3	22,5	0,707
350	0,9950	1,009	208,2	20,92	30,0	29,9	0,700
400	0,8711	1,014	230,1	26,41	33,8	38,3	0,690
450	0,7740	1,021	250,7	32,39	37,3	47,2	0,686
500	0,6964	1,030	270,1	38,79	40,7	56,7	0,684
550	0,6329	1,040	288,4	45,57	43,9	66,7	0,683
600	0,5804	1,051	305,8	52,69	46,9	76,9	0,685
650	0,5356	1,063	322,5	60,21	49,7	87,3	0,690
700	0,4975	1,075	338,8	68,10	52,4	98,0	0,695
750	0,4643	1,087	354,6	76,37	54,9	109	0,702
800	0,4354	1,099	369,8	84,93	57,3	120	0,709
850	0,4097	1,110	384,3	93,80	59,6	131	0,716
900	0,3868	1,121	398,1	102,9	62,0	143	0,720
950	0,3666	1,131	411,3	112,2	64,3	155	0,723
1000	0,3482	1,141	424,4	121,9	66,7	168	0,726
1100	0,3166	1,159	449,0	141,8	71,5	195	0,728
Hélio (He)							
100	0,4871	5,193	96,3	19,8	73,0	28,9	0,686
120	0,4060	5,193	107	26,4	81,9	38,8	0,679
140	0,3481	5,193	118	33,9	90,7	50,2	0,676
180	0,2708	5,193	139	51,3	107,2	76,2	0,673
220	0,2216	5,193	160	72,2	123,1	107	0,675
260	0,1875	5,193	180	96,0	137	141	0,682
300	0,1625	5,193	199	122	152	180	0,680
400	0,1219	5,193	243	199	187	295	0,675
500	0,09754	5,193	283	290	220	434	0,668
700	0,06969	5,193	350	502	278	768	0,654
1000	0,04879	5,193	446	914	354	1400	0,654

[1] Para gases à pressão atmosférica, o modelo de gás ideal (Seção 4.5) se aplica, e $\rho = p/RT$.

TABELA TC-4 Propriedades Termofísicas de Líquidos Saturados

Líquidos Saturados

T (K)	ρ (kg/m³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^2$ (N · s/m²)	$\nu \cdot 10^6$ (m²/s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^7$ (m²/s)	Pr	$\beta \cdot 10^3$ (K⁻¹)
Etileno Glicol [$C_2H_4(OH)_2$]								
273	1130,8	2,294	6,51	57,6	242	0,933	617	0,65
280	1125,8	2,323	4,20	37,3	244	0,933	400	0,65
290	1118,8	2,368	2,47	22,1	248	0,936	236	0,65
300	1114,4	2,415	1,57	14,1	252	0,939	151	0,65
310	1103,7	2,460	1,07	9,65	255	0,939	103	0,65
320	1096,2	2,505	0,757	6,91	258	0,940	73,5	0,65
330	1089,5	2,549	0,561	5,15	260	0,936	55,0	0,65
340	1083,8	2,592	0,431	3,98	261	0,929	42,8	0,65
350	1079,0	2,637	0,342	3,17	261	0,917	34,6	0,65
360	1074,0	2,682	0,278	2,59	261	0,906	28,6	0,65
370	1066,7	2,728	0,228	2,14	262	0,900	23,7	0,65
373	1058,5	2,742	0,215	2,03	263	0,906	22,4	0,65
Glicerina [$C_3H_5(OH)_3$]								
273	1276,0	2,261	1060	8310	282	0,977	85.000	0,47
280	1271,9	2,298	534	4200	284	0,972	43.200	0,47
290	1265,8	2,367	185	1460	286	0,955	15.300	0,48
300	1259,9	2,427	79,9	634	286	0,935	6780	0,48
310	1253,9	2,490	35,2	281	286	0,916	3060	0,49
320	1247,2	2,564	21,0	168	287	0,897	1870	0,50
Óleo de Motor (Novo)								
273	899,1	1,796	385	4280	147	0,910	47.000	0,70
280	895,3	1,827	217	2430	144	0,880	27.500	0,70
290	890,0	1,868	99,9	1120	145	0,872	12.900	0,70
300	884,1	1,909	48,6	550	145	0,859	6400	0,70
310	877,9	1,951	25,3	288	145	0,847	3400	0,70
320	871,8	1,993	14,1	161	143	0,823	1965	0,70
330	865,8	2,035	8,36	96,6	141	0,800	1205	0,70
340	859,9	2,076	5,31	61,7	139	0,779	793	0,70
350	853,9	2,118	3,56	41,7	138	0,763	546	0,70
360	847,8	2,161	2,52	29,7	138	0,753	395	0,70
370	841,8	2,206	1,86	22,0	137	0,738	300	0,70
380	836,0	2,250	1,41	16,9	136	0,723	233	0,70
390	830,6	2,294	1,10	13,3	135	0,709	187	0,70
400	825,1	2,337	0,874	10,6	134	0,695	152	0,70
410	818,9	2,381	0,698	8,52	133	0,682	125	0,70
420	812,1	2,427	0,564	6,94	133	0,675	103	0,70
430	806,5	2,471	0,470	5,83	132	0,662	88	0,70

TABELA TC-5 Propriedades Termofísicas de Água Saturada[1]

Temperatura, T (K)	Calor Específico (kJ/kg · K)		Viscosidade (N · s/m²)		Condutividade Térmica (W/m · K)		Número de Prandtl		Coeficiente de Expansão, $\beta_f \cdot 10^6$ (K^{-1})
	$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	$\mu_f \cdot 10^6$	$\mu_g \cdot 10^6$	$k_f \cdot 10^3$	$k_g \cdot 10^3$	Pr_f	Pr_g	
273,15	4,217	1,854	1750	8,02	569	18,2	12,99	0,815	−68,05
275	4,211	1,855	1652	8,09	574	18,3	12,22	0,817	−32,74
280	4,198	1,858	1422	8,29	582	18,6	10,26	0,825	46,04
285	4,189	1,861	1225	8,49	590	18,9	8,81	0,833	114,1
290	4,184	1,864	1080	8,69	598	19,3	7,56	0,841	174,0
295	4,181	1,868	959	8,89	606	19,5	6,62	0,849	227,5
300	4,179	1,872	855	9,09	613	19,6	5,83	0,857	276,1
305	4,178	1,877	769	9,29	620	20,1	5,20	0,865	320,6
310	4,178	1,882	695	9,49	628	20,4	4,62	0,873	361,9
315	4,179	1,888	631	9,69	634	20,7	4,16	0,883	400,4
320	4,180	1,895	577	9,89	640	21,0	3,77	0,894	436,7
325	4,182	1,903	528	10,09	645	21,3	3,42	0,901	471,2
330	4,184	1,911	489	10,29	650	21,7	3,15	0,908	504,0
335	4,186	1,920	453	10,49	656	22,0	2,88	0,916	535,5
340	4,188	1,930	420	10,69	660	22,3	2,66	0,925	566,0
345	4,191	1,941	389	10,89	665	22,6	2,45	0,933	595,4
350	4,195	1,954	365	11,09	668	23,0	2,29	0,942	624,2
355	4,199	1,968	343	11,29	671	23,3	2,14	0,951	652,3
360	4,203	1,983	324	11,49	674	23,7	2,02	0,960	697,9
365	4,209	1,999	306	11,69	677	24,1	1,91	0,969	707,1
370	4,214	2,017	289	11,89	679	24,5	1,80	0,978	728,7
373,15	4,217	2,029	279	12,02	680	24,8	1,76	0,984	750,1

[1]Consulte a Tabela T-2 para volume específico, v_f e v_g.

Tabela T-1 e Tabela T-1E Massas Atômicas ou Moleculares e Propriedades Críticas de Elementos Selecionados e Compostos

Substância	Fórmula Química	M (kg/kmol) (lb/lbmol)	SI T_c (K)	SI p_c (bar)	E T_c (°R)	E p_c (atm)
Acetileno	C_2H_2	26,04	309	62,8	556	62
Água	H_2O	18,02	647,3	220,9	1165	218,0
Álcool etílico	C_2H_5OH	46,07	516	63,8	929	63,0
Álcool metílico	CH_3OH	32,04	513	79,5	924	78,5
Amônia	NH_3	17,03	406	112,8	730	111,3
Ar (equivalente)	—	28,97	133	37,7	239	37,2
Argônio	Ar	39,94	151	48,6	272	47,97
Benzeno	C_6H_6	78,11	563	49,3	1013	48,7
Butano	C_4H_{10}	58,12	425	38,0	765	37,5
Carbono	C	12,01	—	—	—	—
Cobre	Cu	63,54	—	—	—	—
Dióxido de carbono	CO_2	44,01	304	73,9	548	72,9
Dióxido de enxofre	SO_2	64,06	431	78,7	775	77,7
Etano	C_2H_6	30,07	305	48,8	549	48,2
Etileno	C_2H_4	28,05	283	51,2	510	50,5
Hélio	He	4,003	5,2	2,3	9,33	2,26
Hidrogênio	H_2	2,016	33,2	13,0	59,8	12,8
Metano	CH_4	16,04	191	46,4	344	45,8
Monóxido de carbono	CO	28,01	133	35,0	239	34,5
Nitrogênio	N_2	28,01	126	33,9	227	33,5
Octano	C_8H_{18}	114,22	569	24,9	1025	24,6
Oxigênio	O_2	32,00	154	50,5	278	49,8
Propano	C_3H_8	44,09	370	42,7	666	42,1
Propileno	C_3H_6	42,08	365	46,2	657	45,6
Refrigerante 12	CCl_2F_2	120,92	385	41,2	693	40,6
Refrigerante 22	$CHClF_2$	86,48	369	49,8	665	49,1
Refrigerante 134a	CF_3CH_2F	102,03	374	40,7	673	40,2

Fontes: Adaptado de *International Critical Tables* e de L. C. Nelson e E. F. Obert, Generalized Compressibility Charts, *Chem. Eng., 61:* 203 (1954).

TABELA T-2 Propriedades de Água Saturada (Líquido-Vapor): Tabela de Temperatura

		Volume Específico m^3/kg		Energia Interna kJ/kg		Entalpia kJ/kg			Entropia kJ/kg · K		
Temp. °C	Pressão bar	Líquido Sat. $v_f \times 10^3$	Vapor Sat. v_g	Líquido Sat. u_f	Vapor Sat. u_g	Líquido Sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor Sat. h_g	Líquido Sat. s_f	Vapor Sat. s_g	Temp. °C
0,01	0,00611	1,0002	206,136	0,00	2375,3	0,01	2501,3	2501,4	0,0000	9,1562	0,01
4	0,00813	1,0001	157,232	16,77	2380,9	16,78	2491,9	2508,7	0,0610	9,0514	4
5	0,00872	1,0001	147,120	20,97	2382,3	20,98	2489,6	2510,6	0,0761	9,0257	5
6	0,00935	1,0001	137,734	25,19	2383,6	25,20	2487,2	2512,4	0,0912	9,0003	6
8	0,01072	1,0002	120,917	33,59	2386,4	33,60	2482,5	2516,1	0,1212	8,9501	8
10	0,01228	1,0004	106,379	42,00	2389,2	42,01	2477,7	2519,8	0,1510	8,9008	10
11	0,01312	1,0004	99,857	46,20	2390,5	46,20	2475,4	2521,6	0,1658	8,8765	11
12	0,01402	1,0005	93,784	50,41	2391,9	50,41	2473,0	2523,4	0,1806	8,8524	12
13	0,01497	1,0007	88,124	54,60	2393,3	54,60	2470,7	2525,3	0,1953	8,8285	13
14	0,01598	1,0008	82,848	58,79	2394,7	58,80	2468,3	2527,1	0,2099	8,8048	14
15	0,01705	1,0009	77,926	62,99	2396,1	62,99	2465,9	2528,9	0,2245	8,7814	15
16	0,01818	1,0011	73,333	67,18	2397,4	67,19	2463,6	2530,8	0,2390	8,7582	16
17	0,01938	1,0012	69,044	71,38	2398,8	71,38	2461,2	2532,6	0,2535	8,7351	17
18	0,02064	1,0014	65,038	75,57	2400,2	75,58	2458,8	2534,4	0,2679	8,7123	18
19	0,02198	1,0016	61,293	79,76	2401,6	79,77	2456,5	2536,2	0,2823	8,6897	19
20	0,02339	1,0018	57,791	83,95	2402,9	83,96	2454,1	2538,1	0,2966	8,6672	20
21	0,02487	1,0020	54,514	88,14	2404,3	88,14	2451,8	2539,9	0,3109	8,6450	21
22	0,02645	1,0022	51,447	92,32	2405,7	92,33	2449,4	2541,7	0,3251	8,6229	22
23	0,02810	1,0024	48,574	96,51	2407,0	96,52	2447,0	2543,5	0,3393	8,6011	23
24	0,02985	1,0027	45,883	100,70	2408,4	100,70	2444,7	2545,4	0,3534	8,5794	24
25	0,03169	1,0029	43,360	104,88	2409,8	104,89	2442,3	2547,2	0,3674	8,5580	25
26	0,03363	1,0032	40,994	109,06	2411,1	109,07	2439,9	2549,0	0,3814	8,5367	26
27	0,03567	1,0035	38,774	113,25	2412,5	113,25	2437,6	2550,8	0,3954	8,5156	27
28	0,03782	1,0037	36,690	117,42	2413,9	117,43	2435,2	2552,6	0,4093	8,4946	28
29	0,04008	1,0040	34,733	121,60	2415,2	121,61	2432,8	2554,5	0,4231	8,4739	29
30	0,04246	1,0043	32,894	125,78	2416,6	125,79	2430,5	2556,3	0,4369	8,4533	30
31	0,04496	1,0046	31,165	129,96	2418,0	129,97	2428,1	2558,1	0,4507	8,4329	31
32	0,04759	1,0050	29,540	134,14	2419,3	134,15	2425,7	2559,9	0,4644	8,4127	32
33	0,05034	1,0053	28,011	138,32	2420,7	138,33	2423,4	2561,7	0,4781	8,3927	33
34	0,05324	1,0056	26,571	142,50	2422,0	142,50	2421,0	2563,5	0,4917	8,3728	34
35	0,05628	1,0060	25,216	146,67	2423,4	146,68	2418,6	2565,3	0,5053	8,3531	35
36	0,05947	1,0063	23,940	150,85	2424,7	150,86	2416,2	2567,1	0,5188	8,3336	36
38	0,06632	1,0071	21,602	159,20	2427,4	159,21	2411,5	2570,7	0,5458	8,2950	38
40	0,07384	1,0078	19,523	167,56	2430,1	167,57	2406,7	2574,3	0,5725	8,2570	40
45	0,09593	1,0099	15,258	188,44	2436,8	188,45	2394,8	2583,2	0,6387	8,1648	45
50	0,1235	1,0121	12,032	209,32	2443,5	209,33	2382,7	2592,1	0,7038	8,0763	50
55	0,1576	1,0146	9,568	230,21	2450,1	230,23	2370,7	2600,9	0,7679	7,9913	55
60	0,1994	1,0172	7,671	251,11	2456,6	251,13	2358,5	2609,6	0,8312	7,9096	60
65	0,2503	1,0199	6,197	272,02	2463,1	272,06	2346,2	2618,3	0,8935	7,8310	65
70	0,3119	1,0228	5,042	292,95	2469,6	292,98	2333,8	2626,8	0,9549	7,7553	70
75	0,3858	1,0259	4,131	313,90	2475,9	313,93	2321,4	2635,3	1,0155	7,6824	75
80	0,4739	1,0291	3,407	334,86	2482,2	334,91	2308,8	2643,7	1,0753	7,6122	80
85	0,5783	1,0325	2,828	355,84	2488,4	355,90	2296,0	2651,9	1,1343	7,5445	85
90	0,7014	1,0360	2,361	376,85	2494,5	376,92	2283,2	2660,1	1,1925	7,4791	90
95	0,8455	1,0397	1,982	397,88	2500,6	397,96	2270,2	2668,1	1,2500	7,4159	95

TABELA T-2 *(Continuação)*

		Volume Específico m^3/kg		Energia Interna kJ/kg		Entalpia kJ/kg			Entropia kJ/kg · K		
Temp. °C	Pressão bar	Líquido Sat. $v_f \times 10^3$	Vapor Sat. v_g	Líquido Sat. u_f	Vapor Sat. u_g	Líquido Sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor Sat. h_g	Líquido Sat. s_f	Vapor Sat. s_g	Temp. °C
100	1,014	1,0435	1,673	418,94	2506,5	419,04	2257,0	2676,1	1,3069	7,3549	100
110	1,433	1,0516	1,210	461,14	2518,1	461,30	2230,2	2691,5	1,4185	7,2387	110
120	1,985	1,0603	0,8919	503,50	2529,3	503,71	2202,6	2706,3	1,5276	7,1296	120
130	2,701	1,0697	0,6685	546,02	2539,9	546,31	2174,2	2720,5	1,6344	7,0269	130
140	3,613	1,0797	0,5089	588,74	2550,0	589,13	2144,7	2733,9	1,7391	6,9299	140
150	4,758	1,0905	0,3928	631,68	2559,5	632,20	2114,3	2746,5	1,8418	6,8379	150
160	6,178	1,1020	0,3071	674,86	2568,4	675,55	2082,6	2758,1	1,9427	6,7502	160
170	7,917	1,1143	0,2428	718,33	2576,5	719,21	2049,5	2768,7	2,0419	6,6663	170
180	10,02	1,1274	0,1941	762,09	2583,7	763,22	2015,0	2778,2	2,1396	6,5857	180
190	12,54	1,1414	0,1565	806,19	2590,0	807,62	1978,8	2786,4	2,2359	6,5079	190
200	15,54	1,1565	0,1274	850,65	2595,3	852,45	1940,7	2793,2	2,3309	6,4323	200
210	19,06	1,1726	0,1044	895,53	2599,5	897,76	1900,7	2798,5	2,4248	6,3585	210
220	23,18	1,1900	0,08619	940,87	2602,4	943,62	1858,5	2802,1	2,5178	6,2861	220
230	27,95	1,2088	0,07158	986,74	2603,9	990,12	1813,8	2804,0	2,6099	6,2146	230
240	33,44	1,2291	0,05976	1033,2	2604,0	1037,3	1766,5	2803,8	2,7015	6,1437	240
250	39,73	1,2512	0,05013	1080,4	2602,4	1085,4	1716,2	2801,5	2,7927	6,0730	250
260	46,88	1,2755	0,04221	1128,4	2599,0	1134,4	1662,5	2796,6	2,8838	6,0019	260
270	54,99	1,3023	0,03564	1177,4	2593,7	1184,5	1605,2	2789,7	2,9751	5,9301	270
280	64,12	1,3321	0,03017	1227,5	2586,1	1236,0	1543,6	2779,6	3,0668	5,8571	280
290	74,36	1,3656	0,02557	1278,9	2576,0	1289,1	1477,1	2766,2	3,1594	5,7821	290
300	85,81	1,4036	0,02167	1332,0	2563,0	1344,0	1404,9	2749,0	3,2534	5,7045	300
320	112,7	1,4988	0,01549	1444,6	2525,5	1461,5	1238,6	2700,1	3,4480	5,5362	320
340	145,9	1,6379	0,01080	1570,3	2464,6	1594,2	1027,9	2622,0	3,6594	5,3357	340
360	186,5	1,8925	0,006945	1725,2	2351,5	1760,5	720,5	2481,0	3,9147	5,0526	360
374,14	220,9	3,155	0,003155	2029,6	2029,6	2099,3	0	2099,3	4,4298	4,4298	374,14

Fonte: As Tabelas T-2 a T-5 foram extraídas de J. H. Keenan, F. G. Keyes, P. G. Hill, e J. G. Moore, *Steam Tables*, Wiley. New York, 1969.

TABELA T-3 Propriedades de Água Saturada (Líquido-Vapor): Tabela de Pressão

		Volume Específico m^3/kg		Energia Interna kJ/kg		Entalpia kJ/kg			Entropia kJ/kg · K		
Pressão bar	Temp. °C	Líquido Sat. $v_f \times 10^3$	Vapor Sat. v_g	Líquido Sat. u_f	Vapor Sat. u_g	Líquido Sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor Sat. h_g	Líquido Sat. s_f	Vapor Sat. s_g	Pressão bar
0,04	28,96	1,0040	34,800	121,45	2415,2	121,46	2432,9	2554,4	0,4226	8,4746	0,04
0,06	36,16	1,0064	23,739	151,53	2425,0	151,53	2415,9	2567,4	0,5210	8,3304	0,06
0,08	41,51	1,0084	18,103	173,87	2432,2	173,88	2403,1	2577,0	0,5926	8,2287	0,08
0,10	45,81	1,0102	14,674	191,82	2437,9	191,83	2392,8	2584,7	0,6493	8,1502	0,10
0,20	60,06	1,0172	7,649	251,38	2456,7	251,40	2358,3	2609,7	0,8320	7,9085	0,20
0,30	69,10	1,0223	5,229	289,20	2468,4	289,23	2336,1	2625,3	0,9439	7,7686	0,30
0,40	75,87	1,0265	3,993	317,53	2477,0	317,58	2319,2	2636,8	1,0259	7,6700	0,40
0,50	81,33	1,0300	3,240	340,44	2483,9	340,49	2305,4	2645,9	1,0910	7,5939	0,50
0,60	85,94	1,0331	2,732	359,79	2489,6	359,86	2293,6	2653,5	1,1453	7,5320	0,60
0,70	89,95	1,0360	2,365	376,63	2494,5	376,70	2283,3	2660,0	1,1919	7,4797	0,70

TABELA T-3 (*Continuação*)

		Volume Específico m³/kg		Energia Interna kJ/kg		Entalpia kJ/kg			Entropia kJ/kg · K		
Pressão bar	Temp. °C	Líquido Sat. $v_f \times 10^3$	Vapor Sat. v_g	Líquido Sat. u_f	Vapor Sat. u_g	Líquido Sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor Sat. h_g	Líquido Sat. s_f	Vapor Sat. s_g	Pressão bar
0,80	93,50	1,0380	2,087	391,58	2498,8	391,66	2274,1	2665,8	1,2329	7,4346	0,80
0,90	96,71	1,0410	1,869	405,06	2502,6	405,15	2265,7	2670,9	1,2695	7,3949	0,90
1,00	99,63	1,0432	1,694	417,36	2506,1	417,46	2258,0	2675,5	1,3026	7,3594	1,00
1,50	111,4	1,0528	1,159	466,94	2519,7	467,11	2226,5	2693,6	1,4336	7,2233	1,50
2,00	120,2	1,0605	0,8857	504,49	2529,5	504,70	2201,9	2706,7	1,5301	7,1271	2,00
2,50	127,4	1,0672	0,7187	535,10	2537,2	535,37	2181,5	2716,9	1,6072	7,0527	2,50
3,00	133,6	1,0732	0,6058	561,15	2543,6	561,47	2163,8	2725,3	1,6718	6,9919	3,00
3,50	138,9	1,0786	0,5243	583,95	2546,9	584,33	2148,1	2732,4	1,7275	6,9405	3,50
4,00	143,6	1,0836	0,4625	604,31	2553,6	604,74	2133,8	2738,6	1,7766	6,8959	4,00
4,50	147,9	1,0882	0,4140	622,25	2557,6	623,25	2120,7	2743,9	1,8207	6,8565	4,50
5,00	151,9	1,0926	0,3749	639,68	2561,2	640,23	2108,5	2748,7	1,8607	6,8212	5,00
6,00	158,9	1,1006	0,3157	669,90	2567,4	670,56	2086,3	2756,8	1,9312	6,7600	6,00
7,00	165,0	1,1080	0,2729	696,44	2572,5	697,22	2066,3	2763,5	1,9922	6,7080	7,00
8,00	170,4	1,1148	0,2404	720,22	2576,8	721,11	2048,0	2769,1	2,0462	6,6628	8,00
9,00	175,4	1,1212	0,2150	741,83	2580,5	742,83	2031,1	2773,9	2,0946	6,6226	9,00
10,0	179,9	1,1273	0,1944	761,68	2583,6	762,81	2015,3	2778,1	2,1387	6,5863	10,0
15,0	198,3	1,1539	0,1318	843,16	2594,5	844,84	1947,3	2792,2	2,3150	6,4448	15,0
20,0	212,4	1,1767	0,09963	906,44	2600,3	908,79	1890,7	2799,5	2,4474	6,3409	20,0
25,0	224,0	1,1973	0,07998	959,11	2603,1	962,11	1841,0	2803,1	2,5547	6,2575	25,0
30,0	233,9	1,2165	0,06668	1004,8	2604,1	1008,4	1795,7	2804,2	2,6457	6,1869	30,0
35,0	242,6	1,2347	0,05707	1045,4	2603,7	1049,8	1753,7	2803,4	2,7253	6,1253	35,0
40,0	250,4	1,2522	0,04978	1082,3	2602,3	1087,3	1714,1	2801,4	2,7964	6,0701	40,0
45,0	257,5	1,2692	0,04406	1116,2	2600,1	1121,9	1676,4	2798,3	2,8610	6,0199	45,0
50,0	264,0	1,2859	0,03944	1147,8	2597,1	1154,2	1640,1	2794,3	2,9202	5,9734	50,0
60,0	275,6	1,3187	0,03244	1205,4	2589,7	1213,4	1571,0	2784,3	3,0267	5,8892	60,0
70,0	285,9	1,3513	0,02737	1257,6	2580,5	1267,0	1505,1	2772,1	3,1211	5,8133	70,0
80,0	295,1	1,3842	0,02352	1305,6	2569,8	1316,6	1441,3	2758,0	3,2068	5,7432	80,0
90,0	303,4	1,4178	0,02048	1350,5	2557,8	1363,3	1378,9	2742,1	3,2858	5,6772	90,0
100,0	311,1	1,4524	0,01803	1393,0	2544,4	1407,6	1317,1	2724,7	3,3596	5,6141	100,0
110,0	318,2	1,4886	0,01599	1433,7	2529,8	1450,1	1255,5	2705,6	3,4295	5,5527	110,0
120,0	324,8	1,5267	0,01426	1473,0	2513,7	1491,3	1193,6	2684,9	3,4962	5,4924	120,0
130,0	330,9	1,5671	0,01278	1511,1	2496,1	1531,5	1130,7	2662,2	3,5606	5,4323	130,0
140,0	336,8	1,6107	0,01149	1548,6	2476,8	1571,1	1066,5	2637,6	3,6232	5,3717	140,0
150,0	342,2	1,6581	0,01034	1585,6	2455,5	1610,5	1000,0	2610,5	3,6848	5,3098	150,0
160,0	347,4	1,7107	0,009306	1622,7	2431,7	1650,1	930,6	2580,6	3,7461	5,2455	160,0
170,0	352,4	1,7702	0,008364	1660,2	2405,0	1690,3	856,9	2547,2	3,8079	5,1777	170,0
180,0	357,1	1,8397	0,007489	1698,9	2374,3	1732,0	777,1	2509,1	3,8715	5,1044	180,0
190,0	361,5	1,9243	0,006657	1739,9	2338,1	1776,5	688,0	2464,5	3,9388	5,0228	190,0
200,0	365,8	2,036	0,005834	1785,6	2293,0	1826,3	583,4	2409,7	4,0139	4,9269	200,0
220,9	374,1	3,155	0,003155	2029,6	2029,6	2099,3	0	2099,3	4,4298	4,4298	220,9

TABELA T-4 Propriedades do Vapor d'Água Superaquecido

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 0,06 bar = 0,006 MPa (T_{sat} = 36,16°C)				p = 0,35 bar = 0,035 MPa (T_{sat} = 72,69°C)				p = 0,70 bar = 0,07 MPa (T_{sat} = 89,95°C)			
Sat.	23,739	2425,0	2567,4	8,3304	4,526	2473,0	2631,4	7,7158	2,365	2494,5	2660,0	7,4797
80	27,132	2487,3	2650,1	8,5804	4,625	2483,7	2645,6	7,7564	2,434	2509,7	2680,0	7,5341
120	30,219	2544,7	2726,0	8,7840	5,163	2542,4	2723,1	7,9644	2,571	2539,7	2719,6	7,6375
160	33,302	2602,7	2802,5	8,9693	5,696	2601,2	2800,6	8,1519	2,841	2599,4	2798,2	7,8279
200	36,383	2661,4	2879,7	9,1398	6,228	2660,4	2878,4	8,3237	3,108	2659,1	2876,7	8,0012
240	39,462	2721,0	2957,8	9,2982	6,758	2720,3	2956,8	8,4828	3,374	2719,3	2955,5	8,1611
280	42,540	2781,5	3036,8	9,4464	7,287	2780,9	3036,0	8,6314	3,640	2780,2	3035,0	8,3162
320	45,618	2843,0	3116,7	9,5859	7,815	2842,5	3116,1	8,7712	3,905	2842,0	3115,3	8,4504
360	48,696	2905,5	3197,7	9,7180	8,344	2905,1	3197,1	8,9034	4,170	2904,6	3196,5	8,5828
400	51,774	2969,0	3279,6	9,8435	8,872	2968,6	3279,2	9,0291	4,434	2968,2	3278,6	8,7086
440	54,851	3033,5	3362,6	9,9633	9,400	3033,2	3362,2	9,1490	4,698	3032,9	3361,8	8,8286
500	59,467	3132,3	3489,1	10,1336	10,192	3132,1	3488,8	9,3194	5,095	3131,8	3488,5	8,9991
	p = 1,0 bar = 0,10 MPa (T_{sat} = 99,63°C)				p = 1,5 bar = 0,15 MPa (T_{sat} = 111,37°C)				p = 3,0 bar = 0,30 MPa (T_{sat} = 133,55°C)			
Sat.	1,694	2506,1	2675,5	7,3594	1,159	2519,7	2693,6	7,2233	0,606	2543,6	2725,3	6,9919
100	1,696	2506,7	2676,2	7,3614								
120	1,793	2537,3	2716,6	7,4668	1,188	2533,3	2711,4	7,2693				
160	1,984	2597,8	2796,2	7,6597	1,317	2595,2	2792,8	7,4665	0,651	2587,1	2782,3	7,1276
200	2,172	2658,1	2875,3	7,8343	1,444	2656,2	2872,9	7,6433	0,716	2650,7	2865,5	7,3115
240	2,359	2718,5	2954,5	7,9949	1,570	2717,2	2952,7	7,8052	0,781	2713,1	2947,3	7,4774
280	2,546	2779,6	3034,2	8,1445	1,695	2778,6	3032,8	7,9555	0,844	2775,4	3028,6	7,6299
320	2,732	2841,5	3114,6	8,2849	1,819	2840,6	3113,5	8,0964	0,907	2838,1	3110,1	7,7722
360	2,917	2904,2	3195,9	8,4175	1,943	2903,5	3195,0	8,2293	0,969	2901,4	3192,2	7,9061
400	3,103	2967,9	3278,2	8,5435	2,067	2967,3	3277,4	8,3555	1,032	2965,6	3275,0	8,0330
440	3,288	3032,6	3361,4	8,6636	2,191	3032,1	3360,7	8,4757	1,094	3030,6	3358,7	8,1538
500	3,565	3131,6	3488,1	8,8342	2,376	3131,2	3487,6	8,6466	1,187	3130,0	3486,0	8,3251
	p = 5,0 bar = 0,50 MPa (T_{sat} = 151,86°C)				p = 7,0 bar = 0,70 MPa (T_{sat} = 164,97°C)				p = 10,0 bar = 1,0 MPa (T_{sat} = 179,91°C)			
Sat.	0,3749	2561,2	2748,7	6,8213	0,2729	2572,5	2763,5	6,7080	0,1944	2583,6	2778,1	6,5865
180	0,4045	2609,7	2812,0	6,9656	0,2847	2599,8	2799,1	6,7880				
200	0,4249	2642,9	2855,4	7,0592	0,2999	2634,8	2844,8	6,8865	0,2060	2621,9	2827,9	6,6940
240	0,4646	2707,6	2939,9	7,2307	0,3292	2701,8	2932,2	7,0641	0,2275	2692,9	2920,4	6,8817
280	0,5034	2771,2	3022,9	7,3865	0,3574	2766,9	3017,1	7,2233	0,2480	2760,2	3008,2	7,0465
320	0,5416	2834,7	3105,6	7,5308	0,3852	2831,3	3100,9	7,3697	0,2678	2826,1	3093,9	7,1962
360	0,5796	2898,7	3188,4	7,6660	0,4126	2895,8	3184,7	7,5063	0,2873	2891,6	3178,9	7,3349
400	0,6173	2963,2	3271,9	7,7938	0,4397	2960,9	3268,7	7,6350	0,3066	2957,3	3263,9	7,4651
440	0,6548	3028,6	3356,0	7,9152	0,4667	3026,6	3353,3	7,7571	0,3257	3023,6	3349,3	7,5883
500	0,7109	3128,4	3483,9	8,0873	0,5070	3126,8	3481,7	7,9299	0,3541	3124,4	3478,5	7,7622
600	0,8041	3299,6	3701,7	8,3522	0,5738	3298,5	3700,2	8,1956	0,4011	3296,8	3697,9	8,0290

Tabela T-4 (*Continuação*)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 15,0 bar = 1,5 MPa (T_{sat} = 198,32°C)				p = 20,0 bar = 2,0 MPa (T_{sat} = 212,42°C)				p = 30,0 bar = 3,0 MPa (T_{sat} = 233,90°C)			
Sat.	0,1318	2594,5	2792,2	6,4448	0,0996	2600,3	2799,5	6,3409	0,0667	2604,1	2804,2	6,1869
200	0,1325	2598,1	2796,8	6,4546								
240	0,1483	2676,9	2899,3	6,6628	0,1085	2659,6	2876,5	6,4952	0,0682	2619,7	2824,3	6,2265
280	0,1627	2748,6	2992,7	6,8381	0,1200	2736,4	2976,4	6,6828	0,0771	2709,9	2941,3	6,4462
320	0,1765	2817,1	3081,9	6,9938	0,1308	2807,9	3069,5	6,8452	0,0850	2788,4	3043,4	6,6245
360	0,1899	2884,4	3169,2	7,1363	0,1411	2877,0	3159,3	6,9917	0,0923	2861,7	3138,7	6,7801
400	0,2030	2951,3	3255,8	7,2690	0,1512	2945,2	3247,6	7,1271	0,0994	2932,8	3230,9	6,9212
440	0,2160	3018,5	3342,5	7,3940	0,1611	3013,4	3335,5	7,2540	0,1062	3002,9	3321,5	7,0520
500	0,2352	3120,3	3473,1	7,5698	0,1757	3116,2	3467,6	7,4317	0,1162	3108,0	3456,5	7,2338
540	0,2478	3189,1	3560,9	7,6805	0,1853	3185,6	3556,1	7,5434	0,1227	3178,4	3546,6	7,3474
600	0,2668	3293,9	3694,0	7,8385	0,1996	3290,9	3690,1	7,7024	0,1324	3285,0	3682,3	7,5085
640	0,2793	3364,8	3783,8	7,9391	0,2091	3362,2	3780,4	7,8035	0,1388	3357,0	3773,5	7,6106
	p = 40 bar = 4,0 MPa (T_{sat} = 250,4°C)				p = 60 bar = 6,0 MPa (T_{sat} = 275,64°C)				p = 80 bar = 8,0 MPa (T_{sat} = 295,06°C)			
Sat.	0,04978	2602,3	2801,4	6,0701	0,03244	2589,7	2784,3	5,8892	0,02352	2569,8	2758,0	5,7432
280	0,05546	2680,0	2901,8	6,2568	0,03317	2605,2	2804,2	5,9252				
320	0,06199	2767,4	3015,4	6,4553	0,03876	2720,0	2952,6	6,1846	0,02682	2662,7	2877,2	5,9489
360	0,06788	2845,7	3117,2	6,6215	0,04331	2811,2	3071,1	6,3782	0,03089	2772,7	3019,8	6,1819
400	0,07341	2919,9	3213,6	6,7690	0,04739	2892,9	3177,2	6,5408	0,03432	2863,8	3138,3	6,3634
440	0,07872	2992,2	3307,1	6,9041	0,05122	2970,0	3277,3	6,6853	0,03742	2946,7	3246,1	6,5190
500	0,08643	3099,5	3445,3	7,0901	0,05665	3082,2	3422,2	6,8803	0,04175	3064,3	3398,3	6,7240
540	0,09145	3171,1	3536,9	7,2056	0,06015	3156,1	3517,0	6,9999	0,04448	3140,8	3496,7	6,8481
600	0,09885	3279,1	3674,4	7,3688	0,06525	3266,9	3658,4	7,1677	0,04845	3254,4	3642,0	7,0206
640	0,1037	3351,8	3766,6	7,4720	0,06859	3341,0	3752,6	7,2731	0,05102	3330,1	3738,3	7,1283
700	0,1110	3462,1	3905,9	7,6198	0,07352	3453,1	3894,1	7,4234	0,05481	3443,9	3882,4	7,2812
740	0,1157	3536,6	3999,6	7,7141	0,07677	3528,3	3989,2	7,5190	0,05729	3520,4	3978,7	7,3782
	p = 100 bar = 10,0 MPa (T_{sat} = 311,06°C)				p = 120 bar = 12,0 MPa (T_{sat} = 324,75°C)				p = 140 bar = 14,0 MPa (T_{sat} = 336,75°C)			
Sat.	0,01803	2544,4	2724,7	5,6141	0,01426	2513,7	2684,9	5,4924	0,01149	2476,8	2637,6	5,3717
320	0,01925	2588,8	2781,3	5,7103								
360	0,02331	2729,1	2962,1	6,0060	0,01811	2678,4	2895,7	5,8361	0,01422	2617,4	2816,5	5,6602
400	0,02641	2832,4	3096,5	6,2120	0,02108	2798,3	3051,3	6,0747	0,01722	2760,9	3001,9	5,9448
440	0,02911	2922,1	3213,2	6,3805	0,02355	2896,1	3178,7	6,2586	0,01954	2868,6	3142,2	6,1474
480	0,03160	3005,4	3321,4	6,5282	0,02576	2984,4	3293,5	6,4154	0,02157	2962,5	3264,5	6,3143
520	0,03394	3085,6	3425,1	6,6622	0,02781	3068,0	3401,8	6,5555	0,02343	3049,8	3377,8	6,4610
560	0,03619	3164,1	3526,0	6,7864	0,02977	3149,0	3506,2	6,6840	0,02517	3133,6	3486,0	6,5941
600	0,03837	3241,7	3625,3	6,9029	0,03164	3228,7	3608,3	6,8037	0,02683	3215,4	3591,1	6,7172
640	0,04048	3318,9	3723,7	7,0131	0,03345	3307,5	3709,0	6,9164	0,02843	3296,0	3694,1	6,8326
700	0,04358	3434,7	3870,5	7,1687	0,03610	3425,2	3858,4	7,0749	0,03075	3415,7	3846,2	6,9939
740	0,04560	3512,1	3968,1	7,2670	0,03781	3503,7	3957,4	7,1746	0,03225	3495,2	3946,7	7,0952

TABELA T-4 (*Continuação*)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 160 bar = 16,0 MPa (T_{sat} = 347,44°C)				p = 180 bar = 18,0 MPa (T_{sat} = 357,06°C)			
Sat.	0,00931	2431,7	2580,6	5,2455	0,00749	2374,3	2509,1	5,1044
360	0,01105	2539,0	2715,8	5,4614	0,00809	2418,9	2564,5	5,1922
400	0,01426	2719,4	2947,6	5,8175	0,01190	2672,8	2887,0	5,6887
440	0,01652	2839,4	3103,7	6,0429	0,01414	2808,2	3062,8	5,9428
480	0,01842	2939,7	3234,4	6,2215	0,01596	2915,9	3203,2	6,1345
520	0,02013	3031,1	3353,3	6,3752	0,01757	3011,8	3378,0	6,2960
560	0,02172	3117,8	3465,4	6,5132	0,01904	3101,7	3444,4	6,4392
600	0,02323	3201,8	3573,5	6,6399	0,02042	3188,0	3555,6	6,5696
640	0,02467	3284,2	3678,9	6,7580	0,02174	3272,3	3663,6	6,6905
700	0,02674	3406,0	3833,9	6,9224	0,02362	3396,3	3821,5	6,8580
740	0,02808	3486,7	3935,9	7,0251	0,02483	3478,0	3925,0	6,9623
	p = 200 bar = 20,0 MPa (T_{sat} = 365,81°C)				p = 240 bar = 24,0 MPa			
Sat.	0,00583	2293,0	2409,7	4,9269				
400	0,00994	2619,3	2818,1	5,5540	0,00673	2477,8	2639,4	5,2393
440	0,01222	2774,9	3019,4	5,8450	0,00929	2700,6	2923,4	5,6506
480	0,01399	2891,2	3170,8	6,0518	0,01100	2838,3	3102,3	5,8950
520	0,01551	2992,0	3302,2	6,2218	0,01241	2950,5	3248,5	6,0842
560	0,01689	3085,2	3423,0	6,3705	0,01366	3051,1	3379,0	6,2448
600	0,01818	3174,0	3537,6	6,5048	0,01481	3145,2	3500,7	6,3875
640	0,01940	3260,2	3648,1	6,6286	0,01588	3235,5	3616,7	6,5174
700	0,02113	3386,4	3809,0	6,7993	0,01739	3366,4	3783,8	6,6947
740	0,02224	3469,3	3914,1	6,9052	0,01835	3451,7	3892,1	6,8038
800	0,02385	3592,7	4069,7	7,0544	0,01974	3578,0	4051,6	6,9567
	p = 280 bar = 28,0 MPa				p = 320 bar = 32,0 MPa			
400	0,00383	2223,5	2330,7	4,7494	0,00236	1980,4	2055,9	4,3239
440	0,00712	2613,2	2812,6	5,4494	0,00544	2509,0	2683,0	5,2327
480	0,00885	2780,8	3028,5	5,7446	0,00722	2718,1	2949,2	5,5968
520	0,01020	2906,8	3192,3	5,9566	0,00853	2860,7	3133,7	5,8357
560	0,01136	3015,7	3333,7	6,1307	0,00963	2979,0	3287,2	6,0246
600	0,01241	3115,6	3463,0	6,2823	0,01061	3085,3	3424,6	6,1858
640	0,01338	3210,3	3584,8	6,4187	0,01150	3184,5	3552,5	6,3290
700	0,01473	3346,1	3758,4	6,6029	0,01273	3325,4	3732,8	6,5203
740	0,01558	3433,9	3870,0	6,7153	0,01350	3415,9	3847,8	6,6361
800	0,01680	3563,1	4033,4	6,8720	0,01460	3548,0	4015,1	6,7966
900	0,01873	3774,3	4298,8	7,1084	0,01633	3762,7	4285,1	7,0372

TABELA T-5 Propriedades de Água Líquida Comprimida

T °C	$v \times 10^3$ m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	$v \times 10^3$ m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 25 bar = 2,5 MPa (T_{sat} = 223,99°C)				p = 50 bar = 5,0 MPa (T_{sat} = 263,99°C)			
20	1,0006	83,80	86,30	0,2961	0,9995	83,65	88,65	0,2956
40	1,0067	167,25	169,77	0,5715	1,0056	166,95	171,97	0,5705
80	1,0280	334,29	336,86	1,0737	1,0268	333,72	338,85	1,0720
100	1,0423	418,24	420,85	1,3050	1,0410	417,52	422,72	1,3030
140	1,0784	587,82	590,52	1,7369	1,0768	586,76	592,15	1,7343
180	1,1261	761,16	763,97	2,1375	1,1240	759,63	765,25	2,1341
200	1,1555	849,9	852,8	2,3294	1,1530	848,1	853,9	2,3255
220	1,1898	940,7	943,7	2,5174	1,1866	938,4	944,4	2,5128
Sat.	1,1973	959,1	962,1	2,5546	1,2859	1147,8	1154,2	2,9202
	p = 75 bar = 7,5 MPa (T_{sat} = 290,59°C)				p = 100 bar = 10,0 MPa (T_{sat} = 311,06°C)			
20	0,9984	83,50	90,99	0,2950	0,9972	83,36	93,33	0,2945
40	1,0045	166,64	174,18	0,5696	1,0034	166,35	176,38	0,5686
80	1,0256	333,15	340,84	1,0704	1,0245	332,59	342,83	1,0688
100	1,0397	416,81	424,62	1,3011	1,0385	416,12	426,50	1,2992
140	1,0752	585,72	593,78	1,7317	1,0737	584,68	595,42	1,7292
180	1,1219	758,13	766,55	2,1308	1,1199	756,65	767,84	2,1275
220	1,1835	936,2	945,1	2,5083	1,1805	934,1	945,9	2,5039
260	1,2696	1124,4	1134,0	2,8763	1,2645	1121,1	1133,7	2,8699
Sat.	1,3677	1282,0	1292,2	3,1649	1,4524	1393,0	1407,6	3,3596
	p = 150 bar = 15,0 MPa (T_{sat} = 342,24°C)				p = 200 bar = 20,0 MPa (T_{sat} = 365,81°C)			
20	0,9950	83,06	97,99	0,2934	0,9928	82,77	102,62	0,2923
40	1,0013	165,76	180,78	0,5666	0,9992	165,17	185,16	0,5646
80	1,0222	331,48	346,81	1,0656	1,0199	330,40	350,80	1,0624
100	1,0361	414,74	430,28	1,2955	1,0337	413,39	434,06	1,2917
140	1,0707	582,66	598,72	1,7242	1,0678	580,69	602,04	1,7193
180	1,1159	753,76	770,50	2,1210	1,1120	750,95	773,20	2,1147
220	1,1748	929,9	947,5	2,4953	1,1693	925,9	949,3	2,4870
260	1,2550	1114,6	1133,4	2,8576	1,2462	1108,6	1133,5	2,8459
300	1,3770	1316,6	1337,3	3,2260	1,3596	1306,1	1333,3	3,2071
Sat.	1,6581	1585,6	1610,5	3,6848	2,036	1785,6	1826,3	4,0139
	p = 250 bar = 25 MPa				p = 300 bar = 30,0 MPa			
20	0,9907	82,47	107,24	0,2911	0,9886	82,17	111,84	0,2899
40	0,9971	164,60	189,52	0,5626	0,9951	164,04	193,89	0,5607
100	1,0313	412,08	437,85	1,2881	1,0290	410,78	441,66	1,2844
200	1,1344	834,5	862,8	2,2961	1,1302	831,4	865,3	2,2893
300	1,3442	1296,6	1330,2	3,1900	1,3304	1287,9	1327,8	3,1741

TABELA T-6 Propriedades do Refrigerante 134a Saturado (Líquido-Vapor): Tabela de Temperatura

		Volume Específico m³/kg		Energia Interna kJ/kg		Entalpia kJ/kg			Entropia kJ/kg · K		
Temp. °C	Pressão bar	Líquido Sat. $v_f \times 10^3$	Vapor Sat. v_g	Líquido Sat. u_f	Vapor Sat. u_g	Líquido Sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor Sat. h_g	Líquido Sat. s_f	Vapor Sat. s_g	Temp. °C
−40	0,5164	0,7055	0,3569	−0,04	204,45	0,00	222,88	222,88	0,0000	0,9560	−40
−36	0,6332	0,7113	0,2947	4,68	206,73	4,73	220,67	225,40	0,0201	0,9506	−36
−32	0,7704	0,7172	0,2451	9,47	209,01	9,52	218,37	227,90	0,0401	0,9456	−32
−28	0,9305	0,7233	0,2052	14,31	211,29	14,37	216,01	230,38	0,0600	0,9411	−28
−26	1,0199	0,7265	0,1882	16,75	212,43	16,82	214,80	231,62	0,0699	0,9390	−26
−24	1,1160	0,7296	0,1728	19,21	213,57	19,29	213,57	232,85	0,0798	0,9370	−24
−22	1,2192	0,7328	0,1590	21,68	214,70	21,77	212,32	234,08	0,0897	0,9351	−22
−20	1,3299	0,7361	0,1464	24,17	215,84	24,26	211,05	235,31	0,0996	0,9332	−20
−18	1,4483	0,7395	0,1350	26,67	216,97	26,77	209,76	236,53	0,1094	0,9315	−18
−16	1,5748	0,7428	0,1247	29,18	218,10	29,30	208,45	237,74	0,1192	0,9298	−16
−12	1,8540	0,7498	0,1068	34,25	220,36	34,39	205,77	240,15	0,1388	0,9267	−12
−8	2,1704	0,7569	0,0919	39,38	222,60	39,54	203,00	242,54	0,1583	0,9239	−8
−4	2,5274	0,7644	0,0794	44,56	224,84	44,75	200,15	244,90	0,1777	0,9213	−4
0	2,9282	0,7721	0,0689	49,79	227,06	50,02	197,21	247,23	0,1970	0,9190	0
4	3,3765	0,7801	0,0600	55,08	229,27	55,35	194,19	249,53	0,2162	0,9169	4
8	3,8756	0,7884	0,0525	60,43	231,46	60,73	191,07	251,80	0,2354	0,9150	8
12	4,4294	0,7971	0,0460	65,83	233,63	66,18	187,85	254,03	0,2545	0,9132	12
16	5,0416	0,8062	0,0405	71,29	235,78	71,69	184,52	256,22	0,2735	0,9116	16
20	5,7160	0,8157	0,0358	76,80	237,91	77,26	181,09	258,36	0,2924	0,9102	20
24	6,4566	0,8257	0,0317	82,37	240,01	82,90	177,55	260,45	0,3113	0,9089	24
26	6,8530	0,8309	0,0298	85,18	241,05	85,75	175,73	261,48	0,3208	0,9082	26
28	7,2675	0,8362	0,0281	88,00	242,08	88,61	173,89	262,50	0,3302	0,9076	28
30	7,7006	0,8417	0,0265	90,84	243,10	91,49	172,00	263,50	0,3396	0,9070	30
32	8,1528	0,8473	0,0250	93,70	244,12	94,39	170,09	264,48	0,3490	0,9064	32
34	8,6247	0,8530	0,0236	96,58	245,12	97,31	168,14	265,45	0,3584	0,9058	34
36	9,1168	0,8590	0,0223	99,47	246,11	100,25	166,15	266,40	0,3678	0,9053	36
38	9,6298	0,8651	0,0210	102,38	247,09	103,21	164,12	267,33	0,3772	0,9047	38
40	10,164	0,8714	0,0199	105,30	248,06	106,19	162,05	268,24	0,3866	0,9041	40
42	10,720	0,8780	0,0188	108,25	249,02	109,19	159,94	269,14	0,3960	0,9035	42
44	11,299	0,8847	0,0177	111,22	249,96	112,22	157,79	270,01	0,4054	0,9030	44
48	12,526	0,8989	0,0159	117,22	251,79	118,35	153,33	271,68	0,4243	0,9017	48
52	13,851	0,9142	0,0142	123,31	253,55	124,58	148,66	273,24	0,4432	0,9004	52
56	15,278	0,9308	0,0127	129,51	255,23	130,93	143,75	274,68	0,4622	0,8990	56
60	16,813	0,9488	0,0114	135,82	256,81	137,42	138,57	275,99	0,4814	0,8973	60
70	21,162	1,0027	0,0086	152,22	260,15	154,34	124,08	278,43	0,5302	0,8918	70
80	26,324	1,0766	0,0064	169,88	262,14	172,71	106,41	279,12	0,5814	0,8827	80
90	32,435	1,1949	0,0046	189,82	261,34	193,69	82,63	276,32	0,6380	0,8655	90
100	39,742	1,5443	0,0027	218,60	248,49	224,74	34,40	259,13	0,7196	0,8117	100

Fontes: As Tabelas T-6 a T-8 foram calculadas baseadas nas equações oriundas de D. P. Wilson e R. S. Basu, "Thermodynamic Properties of a New Stratospherically Safe Working Fluid – Refrigerant 134a," *ASHRAE Trans.*, Vol. 94, Pt. 2, 1988, páginas 2095-2118.

TABELA T-7 Propriedades do Refrigerante 134a Saturado (Líquido-Vapor): Tabela de Pressão

		Volume Específico m^3/kg		Energia Interna kJ/kg		Entalpia kJ/kg			Entropia $kJ/kg \cdot K$		
Pressão bar	Temp. °C	Líquido Sat. $v_f \times 10^3$	Vapor Sat. v_g	Líquido Sat. u_f	Vapor Sat. u_g	Líquido Sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor Sat. h_g	Líquido Sat. s_f	Vapor Sat. s_g	Pressão bar
0,6	−37,07	0,7097	0,3100	3,41	206,12	3,46	221,27	224,72	0,0147	0,9520	0,6
0,8	−31,21	0,7184	0,2366	10,41	209,46	10,47	217,92	228,39	0,0440	0,9447	0,8
1,0	−26,43	0,7258	0,1917	16,22	212,18	16,29	215,06	231,35	0,0678	0,9395	1,0
1,2	−22,36	0,7323	0,1614	21,23	214,50	21,32	212,54	233,86	0,0879	0,9354	1,2
1,4	−18,80	0,7381	0,1395	25,66	216,52	25,77	210,27	236,04	0,1055	0,9322	1,4
1,6	−15,62	0,7435	0,1229	29,66	218,32	29,78	208,19	237,97	0,1211	0,9295	1,6
1,8	−12,73	0,7485	0,1098	33,31	219,94	33,45	206,26	239,71	0,1352	0,9273	1,8
2,0	−10,09	0,7532	0,0993	36,69	221,43	36,84	204,46	241,30	0,1481	0,9253	2,0
2,4	−5,37	0,7618	0,0834	42,77	224,07	42,95	201,14	244,09	0,1710	0,9222	2,4
2,8	−1,23	0,7697	0,0719	48,18	226,38	48,39	198,13	246,52	0,1911	0,9197	2,8
3,2	2,48	0,7770	0,0632	53,06	228,43	53,31	195,35	248,66	0,2089	0,9177	3,2
3,6	5,84	0,7839	0,0564	57,54	230,28	57,82	192,76	250,58	0,2251	0,9160	3,6
4,0	8,93	0,7904	0,0509	61,69	231,97	62,00	190,32	252,32	0,2399	0,9145	4,0
5,0	15,74	0,8056	0,0409	70,93	235,64	71,33	184,74	256,07	0,2723	0,9117	5,0
6,0	21,58	0,8196	0,0341	78,99	238,74	79,48	179,71	259,19	0,2999	0,9097	6,0
7,0	26,72	0,8328	0,0292	86,19	241,42	86,78	175,07	261,85	0,3242	0,9080	7,0
8,0	31,33	0,8454	0,0255	92,75	243,78	93,42	170,73	264,15	0,3459	0,9066	8,0
9,0	35,53	0,8576	0,0226	98,79	245,88	99,56	166,62	266,18	0,3656	0,9054	9,0
10,0	39,39	0,8695	0,0202	104,42	247,77	105,29	162,68	267,97	0,3838	0,9043	10,0
12,0	46,32	0,8928	0,0166	114,69	251,03	115,76	155,23	270,99	0,4164	0,9023	12,0
14,0	52,43	0,9159	0,0140	123,98	253,74	125,26	148,14	273,40	0,4453	0,9003	14,0
16,0	57,92	0,9392	0,0121	132,52	256,00	134,02	141,31	275,33	0,4714	0,8982	16,0
18,0	62,91	0,9631	0,0105	140,49	257,88	142,22	134,60	276,83	0,4954	0,8959	18,0
20,0	67,49	0,9878	0,0093	148,02	259,41	149,99	127,95	277,94	0,5178	0,8934	20,0
25,0	77,59	1,0562	0,0069	165,48	261,84	168,12	111,06	279,17	0,5687	0,8854	25,0
30,0	86,22	1,1416	0,0053	181,88	262,16	185,30	92,71	278,01	0,6156	0,8735	30,0

TABELA T-8 Propriedades do Vapor do Refrigerante 134a Superaquecido

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 0,6 bar = 0,06 MPa (T_{sat} = −37,07°C)				p = 1,0 bar = 0,10 MPa (T_{sat} = −26,43°C)				p = 1,4 bar = 0,14 MPa (T_{sat} = −18,80°C)			
Sat.	0,31003	206,12	224,72	0,9520	0,19170	212,18	231,35	0,9395	0,13945	216,52	236,04	0,9322
−20	0,33536	217,86	237,98	1,0062	0,19770	216,77	236,54	0,9602				
−10	0,34992	224,97	245,96	1,0371	0,20686	224,01	244,70	0,9918	0,14549	223,03	243,40	0,9606
0	0,36433	232,24	254,10	1,0675	0,21587	231,41	252,99	1,0227	0,15219	230,55	251,86	0,9922
10	0,37861	239,69	262,41	1,0973	0,22473	238,96	261,43	1,0531	0,15875	238,21	260,43	1,0230
20	0,39279	247,32	270,89	1,1267	0,23349	246,67	270,02	1,0829	0,16520	246,01	269,13	1,0532
30	0,40688	255,12	279,53	1,1557	0,24216	254,54	278,76	1,1122	0,17155	253,96	277,97	1,0828
40	0,42091	263,10	288,35	1,1844	0,25076	262,58	287,66	1,1411	0,17783	262,06	286,96	1,1120
50	0,43487	271,25	297,34	1,2126	0,25930	270,79	296,72	1,1696	0,18404	270,32	296,09	1,1407
60	0,44879	279,58	306,51	1,2405	0,26779	279,16	305,94	1,1977	0,19020	278,74	305,37	1,1690
70	0,46266	288,08	315,84	1,2681	0,27623	287,70	315,32	1,2254	0,19633	287,32	314,80	1,1969
80	0,47650	296,75	325,34	1,2954	0,28464	296,40	324,87	1,2528	0,20241	296,06	324,39	1,2244
90	0,49031	305,58	335,00	1,3224	0,29302	305,27	334,57	1,2799	0,20846	304,95	334,14	1,2516
	p = 1,8 bar = 0,18 MPa (T_{sat} = −12,73°C)				p = 2,0 bar = 0,20 MPa (T_{sat} = −10,09°C)				p = 2,4 bar = 0,24 MPa (T_{sat} = −5,37°C)			
Sat.	0,10983	219,94	239,71	0,9273	0,09933	221,43	241,30	0,9253	0,08343	224,07	244,09	0,9222
−10	0,11135	222,02	242,06	0,9362	0,09938	221,50	241,38	0,9256				
0	0,11678	229,67	250,69	0,9684	0,10438	229,23	250,10	0,9582	0,08574	228,31	248,89	0,9399
10	0,12207	237,44	259,41	0,9998	0,10922	237,05	258,89	0,9898	0,08993	236,26	257,84	0,9721
20	0,12723	245,33	268,23	1,0304	0,11394	244,99	267,78	1,0206	0,09399	244,30	266,85	1,0034
30	0,13230	253,36	277,17	1,0604	0,11856	253,06	276,77	1,0508	0,09794	252,45	275,95	1,0339
40	0,13730	261,53	286,24	1,0898	0,12311	261,26	285,88	1,0804	0,10181	260,72	285,16	1,0637
50	0,14222	269,85	295,45	1,1187	0,12758	269,61	295,12	1,1094	0,10562	269,12	294,47	1,0930
60	0,14710	278,31	304,79	1,1472	0,13201	278,10	304,50	1,1380	0,10937	277,67	303,91	1,1218
70	0,15193	286,93	314,28	1,1753	0,13639	286,74	314,02	1,1661	0,11307	286,35	313,49	1,1501
80	0,15672	295,71	323,92	1,2030	0,14073	295,53	323,68	1,1939	0,11674	295,18	323,19	1,1780
90	0,16148	304,63	333,70	1,2303	0,14504	304,47	333,48	1,2212	0,12037	304,15	333,04	1,2055
100	0,16622	313,72	343,63	1,2573	0,14932	313,57	343,43	1,2483	0,12398	313,27	343,03	1,2326
	p = 2,8 bar = 0,28 MPa (T_{sat} = −1,23°C)				p = 3,2 bar = 0,32 MPa (T_{sat} = 2,48°C)				p = 4,0 bar = 0,40 MPa (T_{sat} = 8,93°C)			
Sat.	0,07193	226,38	246,52	0,9197	0,06322	228,43	248,66	0,9177	0,05089	231,97	252,32	0,9145
0	0,07240	227,37	247,64	0,9238								
10	0,07613	235,44	256,76	0,9566	0,06576	234,61	255,65	0,9427	0,05119	232,87	253,35	0,9182
20	0,07972	243,59	265,91	0,9883	0,06901	242,87	264,95	0,9749	0,05397	241,37	262,96	0,9515
30	0,08320	251,83	275,12	1,0192	0,07214	251,19	274,28	1,0062	0,05662	249,89	272,54	0,9837
40	0,08660	260,17	284,42	1,0494	0,07518	259,61	283,67	1,0367	0,05917	258,47	282,14	1,0148
50	0,08992	268,64	293,81	1,0789	0,07815	268,14	293,15	1,0665	0,06164	267,13	291,79	1,0452
60	0,09319	277,23	303,32	1,1079	0,08106	276,79	302,72	1,0957	0,06405	275,89	301,51	1,0748
70	0,09641	285,96	312,95	1,1364	0,08392	285,56	312,41	1,1243	0,06641	284,75	311,32	1,1038
80	0,09960	294,82	322,71	1,1644	0,08674	294,46	322,22	1,1525	0,06873	293,73	321,23	1,1322
90	0,10275	303,83	332,60	1,1920	0,08953	303,50	332,15	1,1802	0,07102	302,84	331,25	1,1602
100	0,10587	312,98	342,62	1,2193	0,09229	312,68	342,21	1,2076	0,07327	312,07	341,38	1,1878
110	0,10897	322,27	352,78	1,2461	0,09503	322,00	352,40	1,2345	0,07550	321,44	351,64	1,2149
120	0,11205	331,71	363,08	1,2727	0,09774	331,45	362,73	1,2611	0,07771	330,94	362,03	1,2417

TABELA T-8 (*Continuação*)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 5,0 bar = 0,50 MPa (T_{sat} = 15,74°C)				p = 6,0 bar = 0,60 MPa (T_{sat} = 21,58°C)				p = 7,0 bar = 0,70 MPa (T_{sat} = 26,72°C)			
Sat.	0,04086	235,64	256,07	0,9117	0,03408	238,74	259,19	0,9097	0,02918	241,42	261,85	0,9080
20	0,04188	239,40	260,34	0,9264								
30	0,04416	248,20	270,28	0,9597	0,03581	246,41	267,89	0,9388	0,02979	244,51	265,37	0,9197
40	0,04633	256,99	280,16	0,9918	0,03774	255,45	278,09	0,9719	0,03157	253,83	275,93	0,9539
50	0,04842	265,83	290,04	1,0229	0,03958	264,48	288,23	1,0037	0,03324	263,08	286,35	0,9867
60	0,05043	274,73	299,95	1,0531	0,04134	273,54	298,35	1,0346	0,03482	272,31	296,69	1,0182
70	0,05240	283,72	309,92	1,0825	0,04304	282,66	308,48	1,0645	0,03634	281,57	307,01	1,0487
80	0,05432	292,80	319,96	1,1114	0,04469	291,86	318,67	1,0938	0,03781	290,88	317,35	1,0784
90	0,05620	302,00	330,10	1,1397	0,04631	301,14	328,93	1,1225	0,03924	300,27	327,74	1,1074
100	0,05805	311,31	340,33	1,1675	0,04790	310,53	339,27	1,1505	0,04064	309,74	338,19	1,1358
110	0,05988	320,74	350,68	1,1949	0,04946	320,03	349,70	1,1781	0,04201	319,31	348,71	1,1637
120	0,06168	330,30	361,14	1,2218	0,05099	329,64	360,24	1,2053	0,04335	328,98	359,33	1,1910
130	0,06347	339,98	371,72	1,2484	0,05251	339,38	370,88	1,2320	0,04468	338,76	370,04	1,2179
140	0,06524	349,79	382,42	1,2746	0,05402	349,23	381,64	1,2584	0,04599	348,66	380,86	1,2444
	p = 8,0 bar = 0,80 MPa (T_{sat} = 31,33°C)				p = 9,0 bar = 0,90 MPa (T_{sat} = 35,53°C)				p = 10,0 bar = 1,00 MPa (T_{sat} = 39,39°C)			
Sat.	0,02547	243,78	264,15	0,9066	0,02255	245,88	266,18	0,9054	0,02020	247,77	267,97	0,9043
40	0,02691	252,13	273,66	0,9374	0,02325	250,32	271,25	0,9217	0,02029	248,39	268,68	0,9066
50	0,02846	261,62	284,39	0,9711	0,02472	260,09	282,34	0,9566	0,02171	258,48	280,19	0,9428
60	0,02992	271,04	294,98	1,0034	0,02609	269,72	293,21	0,9897	0,02301	268,35	291,36	0,9768
70	0,03131	280,45	305,50	1,0345	0,02738	279,30	303,94	1,0214	0,02423	278,11	302,34	1,0093
80	0,03264	289,89	316,00	1,0647	0,02861	288,87	314,62	1,0521	0,02538	287,82	313,20	1,0405
90	0,03393	299,37	326,52	1,0940	0,02980	298,46	325,28	1,0819	0,02649	297,53	324,01	1,0707
100	0,03519	308,93	337,08	1,1227	0,03095	308,11	335,96	1,1109	0,02755	307,27	334,82	1,1000
110	0,03642	318,57	347,71	1,1508	0,03207	317,82	346,68	1,1392	0,02858	317,06	345,65	1,1286
120	0,03762	328,31	358,40	1,1784	0,03316	327,62	357,47	1,1670	0,02959	326,93	356,52	1,1567
130	0,03881	338,14	369,19	1,2055	0,03423	337,52	368,33	1,1943	0,03058	336,88	367,46	1,1841
140	0,03997	348,09	380,07	1,2321	0,03529	347,51	379,27	1,2211	0,03154	346,92	378,46	1,2111
150	0,04113	358,15	391,05	1,2584	0,03633	357,61	390,31	1,2475	0,03250	357,06	389,56	1,2376
160	0,04227	368,32	402,14	1,2843	0,03736	367,82	401,44	1,2735	0,03344	367,31	400,74	1,2638
170	0,04340	378,61	413,33	1,3098	0,03838	378,14	412,68	1,2992	0,03436	377,66	412,02	1,2895
180	0,04452	389,02	424,63	1,3351	0,03939	388,57	424,02	1,3245	0,03528	388,12	423,40	1,3149
	p = 12,0 bar = 1,20 MPa (T_{sat} = 46,32°C)				p = 14,0 bar = 1,40 MPa (T_{sat} = 52,43°C)				p = 16,0 bar = 1,60 MPa (T_{sat} = 57,92°C)			
Sat.	0,01663	251,03	270,99	0,9023	0,01405	253,74	273,40	0,9003	0,01208	256,00	275,33	0,8982
50	0,01712	254,98	275,52	0,9164								
60	0,01835	265,42	287,44	0,9527	0,01495	262,17	283,10	0,9297	0,01233	258,48	278,20	0,9069
70	0,01947	275,59	298,96	0,9868	0,01603	272,87	295,31	0,9658	0,01340	269,89	291,33	0,9457
80	0,02051	285,62	310,24	1,0192	0,01701	283,29	307,10	0,9997	0,01435	280,78	303,74	0,9813
90	0,02150	295,59	321,39	1,0503	0,01792	293,55	318,63	1,0319	0,01521	291,39	315,72	1,0148
100	0,02244	305,54	332,47	1,0804	0,01878	303,73	330,02	1,0628	0,01601	301,84	327,46	1,0467
110	0,02335	315,50	343,52	1,1096	0,01960	313,88	341,32	1,0927	0,01677	312,20	339,04	1,0773
120	0,02423	325,51	354,58	1,1381	0,02039	324,05	352,59	1,1218	0,01750	322,53	350,53	1,1069
130	0,02508	335,58	365,68	1,1660	0,02115	334,25	363,86	1,1501	0,01820	332,87	361,99	1,1357
140	0,02592	345,73	376,83	1,1933	0,02189	344,50	375,15	1,1777	0,01887	343,24	373,44	1,1638
150	0,02674	355,95	388,04	1,2201	0,02262	354,82	386,49	1,2048	0,01953	353,66	384,91	1,1912
160	0,02754	366,27	399,33	1,2465	0,02333	365,22	397,89	1,2315	0,02017	364,15	396,43	1,2181
170	0,02834	376,69	410,70	1,2724	0,02403	375,71	409,36	1,2576	0,02080	374,71	407,99	1,2445
180	0,02912	387,21	422,16	1,2980	0,02472	386,29	420,90	1,2834	0,02142	385,35	419,62	1,2704

Tabela T-9 Propriedades do Ar como Gás Ideal

T(K), h e u(kJ/kg), $s°$ (kJ/kg · K)											
				quando $\Delta s = 0$[1]						quando $\Delta s = 0$	
T	h	u	$s°$	p_r	v_r	T	h	u	$s°$	p_r	v_r
200	199,97	142,56	1,29559	0,3363	1707,0	600	607,02	434,78	2,40902	16,28	105,8
210	209,97	149,69	1,34444	0,3987	1512,0	610	617,53	442,42	2,42644	17,30	101,2
220	219,97	156,82	1,39105	0,4690	1346,0	620	628,07	450,09	2,44356	18,36	96,92
230	230,02	164,00	1,43557	0,5477	1205,0	630	638,63	457,78	2,46048	19,84	92,84
240	240,02	171,13	1,47824	0,6355	1084,0	640	649,22	465,50	2,47716	20,64	88,99
250	250,05	178,28	1,51917	0,7329	979,0	650	659,84	473,25	2,49364	21,86	85,34
260	260,09	185,45	1,55848	0,8405	887,8	660	670,47	481,01	2,50985	23,13	81,89
270	270,11	192,60	1,59634	0,9590	808,0	670	681,14	488,81	2,52589	24,46	78,61
280	280,13	199,75	1,63279	1,0889	738,0	680	691,82	496,62	2,54175	25,85	75,50
285	285,14	203,33	1,65055	1,1584	706,1	690	702,52	504,45	2,55731	27,29	72,56
290	290,16	206,91	1,66802	1,2311	676,1	700	713,27	512,33	2,57277	28,80	69,76
295	295,17	210,49	1,68515	1,3068	647,9	710	724,04	520,23	2,58810	30,38	67,07
300	300,19	214,07	1,70203	1,3860	621,2	720	734,82	528,14	2,60319	32,02	64,53
305	305,22	217,67	1,71865	1,4686	596,0	730	745,62	536,07	2,61803	33,72	62,13
310	310,24	221,25	1,73498	1,5546	572,3	740	756,44	544,02	2,63280	35,50	59,82
315	315,27	224,85	1,75106	1,6442	549,8	750	767,29	551,99	2,64737	37,35	57,63
320	320,29	228,42	1,76690	1,7375	528,6	760	778,18	560,01	2,66176	39,27	55,54
325	325,31	232,02	1,78249	1,8345	508,4	770	789,11	568,07	2,67595	41,31	53,39
330	330,34	235,61	1,79783	1,9352	489,4	780	800,03	576,12	2,69013	43,35	51,64
340	340,42	242,82	1,82790	2,149	454,1	790	810,99	584,21	2,70400	45,55	49,86
350	350,49	250,02	1,85708	2,379	422,2	800	821,95	592,30	2,71787	47,75	48,08
360	360,58	257,24	1,88543	2,626	393,4	820	843,98	608,59	2,74504	52,59	44,84
370	370,67	264,46	1,91313	2,892	367,2	840	866,08	624,95	2,77170	57,60	41,85
380	380,77	271,69	1,94001	3,176	343,4	860	888,27	641,40	2,79783	63,09	39,12
390	390,88	278,93	1,96633	3,481	321,5	880	910,56	657,95	2,82344	68,98	36,61
400	400,98	286,16	1,99194	3,806	301,6	900	932,93	674,58	2,84856	75,29	34,31
410	411,12	293,43	2,01699	4,153	283,3	920	955,38	691,28	2,87324	82,05	32,18
420	421,26	300,69	2,04142	4,522	266,6	940	977,92	708,08	2,89748	89,28	30,22
430	431,43	307,99	2,06533	4,915	251,1	960	1000,55	725,02	2,92128	97,00	28,40
440	441,61	315,30	2,08870	5,332	236,8	980	1023,25	741,98	2,94468	105,2	26,73
450	451,80	322,62	2,11161	5,775	223,6	1000	1046,04	758,94	2,96770	114,0	25,17
460	462,02	329,97	2,13407	6,245	211,4	1020	1068,89	776,10	2,99034	123,4	23,72
470	472,24	337,32	2,15604	6,742	200,1	1040	1091,85	793,36	3,01260	133,3	22,39
480	482,49	344,70	2,17760	7,268	189,5	1060	1114,86	810,62	3,03449	143,9	21,14
490	492,74	352,08	2,19876	7,824	179,7	1080	1137,89	827,88	3,05608	155,2	19,98
500	503,02	359,49	2,21952	8,411	170,6	1100	1161,07	845,33	3,07732	167,1	18,896
510	513,32	366,92	2,23993	9,031	162,1	1120	1184,28	862,79	3,09825	179,7	17,886
520	523,63	374,36	2,25997	9,684	154,1	1140	1207,57	880,35	3,11883	193,1	16,946
530	533,98	381,84	2,27967	10,37	146,7	1160	1230,92	897,91	3,13916	207,2	16,064
540	544,35	389,34	2,29906	11,10	139,7	1180	1254,34	915,57	3,15916	222,2	15,241
550	554,74	396,86	2,31809	11,86	133,1	1200	1277,79	933,33	3,17888	238,0	14,470
560	565,17	404,42	2,33685	12,66	127,0	1220	1301,31	951,09	3,19834	254,7	13,747
570	575,59	411,97	2,35531	13,50	121,2	1240	1324,93	968,95	3,21751	272,3	13,069
580	586,04	419,55	2,37348	14,38	115,7	1260	1348,55	986,90	3,23638	290,8	12,435
590	596,52	427,15	2,39140	15,31	110,6	1280	1372,24	1004,76	3,25510	310,4	11,835

[1]Valores de p_r e v_r para uso com as Eqs. 7.32 e 7.33, respectivamente.

Tabela T-9 (*Continuação*)

T(K), h e u(kJ/kg), $s°$ (kJ/kg · K)

T	h	u	$s°$	quando $\Delta s = 0$ p_r	v_r	T	h	u	$s°$	quando $\Delta s = 0$ p_r	v_r
1300	1395,97	1022,82	3,27345	330,9	11,275	1600	1757,57	1298,30	3,52364	791,2	5,804
1320	1419,76	1040,88	3,29160	352,5	10,747	1620	1782,00	1316,96	3,53879	834,1	5,574
1340	1443,60	1058,94	3,30959	375,3	10,247	1640	1806,46	1335,72	3,55381	878,9	5,355
1360	1467,49	1077,10	3,32724	399,1	9,780	1660	1830,96	1354,48	3,56867	925,6	5,147
1380	1491,44	1095,26	3,34474	424,2	9,337	1680	1855,50	1373,24	3,58335	974,2	4,949
1400	1515,42	1113,52	3,36200	450,5	8,919	1700	1880,1	1392,7	3,5979	1025	4,761
1420	1539,44	1131,77	3,37901	478,0	8,526	1750	1941,6	1439,8	3,6336	1161	4,328
1440	1563,51	1150,13	3,39586	506,9	8,153	1800	2003,3	1487,2	3,6684	1310	3,944
1460	1587,63	1168,49	3,41247	537,1	7,801	1850	2065,3	1534,9	3,7023	1475	3,601
1480	1611,79	1186,95	3,42892	568,8	7,468	1900	2127,4	1582,6	3,7354	1655	3,295
1500	1635,97	1205,41	3,44516	601,9	7,152	1950	2189,7	1630,6	3,7677	1852	3,022
1520	1660,23	1223,87	3,46120	636,5	6,854	2000	2252,1	1678,7	3,7994	2068	2,776
1540	1684,51	1242,43	3,47712	672,8	6,569	2050	2314,6	1726,8	3,8303	2303	2,555
1560	1708,82	1260,99	3,49276	710,5	6,301	2100	2377,4	1775,3	3,8605	2559	2,356
1580	1733,17	1279,65	3,50829	750,0	6,046	2150	2440,3	1823,8	3,8901	2837	2,175
						2200	2503,2	1872,4	3,9191	3138	2,012
						2250	2566,4	1921,3	3,9474	3464	1,864

Fonte: As Tabelas T-9 são baseadas em J. H. Keenan e J. Kaye *Gas Tables*, Wiley, New York, 1945.

Tabela T-10 Calores Específicos de Alguns Gases Comuns (kJ/kg · K)

Temp. K	Ar c_p	Ar c_v	Nitrogênio, N_2 c_p	Nitrogênio, N_2 c_v	Oxigênio, O_2 c_p	Oxigênio, O_2 c_v	Dióxido de Carbono, CO_2 c_p	Dióxido de Carbono, CO_2 c_v	Monóxido de Carbono, CO c_p	Monóxido de Carbono, CO c_v	Hidrogênio, H_2 c_p	Hidrogênio, H_2 c_v	Temp. K
250	1,003	0,716	1,039	0,742	0,913	0,653	0,791	0,602	1,039	0,743	14,051	9,927	250
300	1,005	0,718	1,039	0,743	0,918	0,658	0,846	0,657	1,040	0,744	14,307	10,183	300
350	1,008	0,721	1,041	0,744	0,928	0,668	0,895	0,706	1,043	0,746	14,427	10,302	350
400	1,013	0,726	1,044	0,747	0,941	0,681	0,939	0,750	1,047	0,751	14,476	10,352	400
450	1,020	0,733	1,049	0,752	0,956	0,696	0,978	0,790	1,054	0,757	14,501	10,377	450
500	1,029	0,742	1,056	0,759	0,972	0,712	1,014	0,825	1,063	0,767	14,513	10,389	500
550	1,040	0,753	1,065	0,768	0,988	0,728	1,046	0,857	1,075	0,778	14,530	10,405	550
600	1,051	0,764	1,075	0,778	1,003	0,743	1,075	0,886	1,087	0,790	14,546	10,422	600
650	1,063	0,776	1,086	0,789	1,017	0,758	1,102	0,913	1,100	0,803	14,571	10,447	650
700	1,075	0,788	1,098	0,801	1,031	0,771	1,126	0,937	1,113	0,816	14,604	10,480	700
750	1,087	0,800	1,110	0,813	1,043	0,783	1,148	0,959	1,126	0,829	14,645	10,521	750
800	1,099	0,812	1,121	0,825	1,054	0,794	1,169	0,980	1,139	0,842	14,695	10,570	800
900	1,121	0,834	1,145	0,849	1,074	0,814	1,204	1,015	1,163	0,866	14,822	10,698	900
1000	1,142	0,855	1,167	0,870	1,090	0,830	1,234	1,045	1,185	0,888	14,983	10,859	1000

Fonte: As Tabelas T-10 são adaptadas de K. Wark, *Thermodynamics*, 4.ª ed., McGraw-Hill, New York, 1983, de acordo com "Tables of Thermal Properties of Gases", NBS Circular 564, 1955.

TABELA T-11 Propriedades de Gases Selecionados como Gases Ideais

T(K), $\bar{h}$ e $\bar{u}$ (kJ/kmol), $\bar{s}^\circ$ (kJ/kmol · K)

	Dióxido de Carbono, CO_2			Monóxido de Carbono, CO			Vapor d'Água, H_2O			Oxigênio, O_2			Nitrogênio, N_2			
T	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	T
220	6.601	4.772	202,966	6.391	4.562	188,683	7.295	5.466	178,576	6.404	4.575	196,171	6.391	4.562	182,638	220
230	6.938	5.026	204,464	6.683	4.771	189,980	7.628	5.715	180,054	6.694	4.782	197,461	6.683	4.770	183,938	230
240	7.280	5.285	205,920	6.975	4.979	191,221	7.961	5.965	181,471	6.984	4.989	198,696	6.975	4.979	185,180	240
250	7.627	5.548	207,337	7.266	5.188	192,411	8.294	6.215	182,831	7.275	5.197	199,885	7.266	5.188	186,370	250
260	7.979	5.817	208,717	7.558	5.396	193,554	8.627	6.466	184,139	7.566	5.405	201,027	7.558	5.396	187,514	260
270	8.335	6.091	210,062	7.849	5.604	194,654	8.961	6.716	185,399	7.858	5.613	202,128	7.849	5.604	188,614	270
280	8.697	6.369	211,376	8.140	5.812	195,173	9.296	6.968	186,616	8.150	5.822	203,191	8.141	5.813	189,673	280
290	9.063	6.651	212,660	8.432	6.020	196,735	9.631	7.219	187,791	8.443	6.032	204,218	8.432	6.021	190,695	290
300	9.431	6.939	213,915	8.723	6.229	197,723	9.966	7.472	188,928	8.736	6.242	205,213	8.723	6.229	191,682	300
310	9.807	7.230	215,146	9.014	6.437	198,678	10.302	7.725	190,030	9.030	6.453	206,177	9.014	6.437	192,638	310
320	10.186	7.526	216,351	9.306	6.645	199,603	10.639	7.978	191,098	9.325	6.664	207,112	9.306	6.645	193,562	320
330	10.570	7.826	217,534	9.597	6.854	200,500	10.976	8.232	192,136	9.620	6.877	208,020	9.597	6.853	194,459	330
340	10.959	8.131	218,694	9.889	7.062	201,371	11.314	8.487	193,144	9.916	7.090	208,904	9.888	7.061	195,328	340
350	11.351	8.439	219,831	10.181	7.271	202,217	11.652	8.742	194,125	10.213	7.303	209,765	10.180	7.270	196,173	350
360	11.748	8.752	220,948	10.473	7.480	203,040	11.992	8.998	195,081	10.511	7.518	210,604	10.471	7.478	196,995	360
370	12.148	9.068	222,044	10.765	7.689	203,842	12.331	9.255	196,012	10.809	7.733	211,423	10.763	7.687	197,794	370
380	12.552	9.392	223,122	11.058	7.899	204,622	12.672	9.513	196,920	11.109	7.949	212,222	11.055	7.895	198,572	380
390	12.960	9.718	224,182	11.351	8.108	205,383	13.014	9.771	197,807	11.409	8.166	213,002	11.347	8.104	199,331	390
400	13.372	10.046	225,225	11.644	8.319	206,125	13.356	10.030	198,673	11.711	8.384	213,765	11.640	8.314	200,071	400
410	13.787	10.378	226,250	11.938	8.529	206,850	13.699	10.290	199,521	12.012	8.603	214,510	11.932	8.523	200,794	410
420	14.206	10.714	227,258	12.232	8.740	207,549	14.043	10.551	200,350	12.314	8.822	215,241	12.225	8.733	201,499	420
430	14.628	11.053	228,252	12.526	8.951	208,252	14.388	10.813	201,160	12.618	9.043	215,955	12.518	8.943	202,189	430
440	15.054	11.393	229,230	12.821	9.163	208,929	14.734	11.075	201,955	12.923	9.264	216,656	12.811	9.153	202,863	440
450	15.483	11.742	230,194	13.116	9.375	209,593	15.080	11.339	202,734	13.228	9.487	217,342	13.105	9.363	203,523	450
460	15.916	12.091	231,144	13.412	9.587	210,243	15.428	11.603	203,497	13.535	9.710	218,016	13.399	9.574	204,170	460
470	16.351	12.444	232,080	13.708	9.800	210,880	15.777	11.869	204,247	13.842	9.935	218,676	13.693	9.786	204,803	470
480	16.791	12.800	233,004	14.005	10.014	211,504	16.126	12.135	204,982	14.151	10.160	219,326	13.988	9.997	205,424	480
490	17.232	13.158	233,916	14.302	10.228	212,117	16.477	12.403	205,705	14.460	10.386	219,963	14.285	10.210	206,033	490
500	17.678	13.521	234,814	14.600	10.443	212,719	16.828	12.671	206,413	14.770	10.614	220,589	14.581	10.423	206,630	500
510	18.126	13.885	235,700	14.898	10.658	213,310	17.181	12.940	207,112	15.082	10.842	221,206	14.876	10.635	207,216	510
520	18.576	14.253	236,575	15.197	10.874	213,890	17.534	13.211	207,799	15.395	11.071	221,812	15.172	10.848	207,792	520
530	19.029	14.622	237,439	15.497	11.090	214,460	17.889	13.482	208,475	15.708	11.301	222,409	15.469	11.062	208,358	530
540	19.485	14.996	238,292	15.797	11.307	215,020	18.245	13.755	209,139	16.022	11.533	222,997	15.766	11.277	208,914	540

TABELA T-11 (*Continuação*)

T(K), $\bar{h}$ e $\bar{u}$ (kJ/kmol), $\bar{s}^\circ$ (kJ/kmol · K)

	Dióxido de Carbono, CO_2			Monóxido de Carbono, CO			Vapor d'Água, H_2O			Oxigênio, O_2			Nitrogênio, N_2			
T	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	T
550	19.945	15.372	239,135	16.097	11.524	215,572	18.601	14.028	209,795	16.338	11.765	223,576	16.064	11.492	209,461	550
560	20.407	15.751	239,962	16.399	11.743	216,115	18.959	14.303	210,440	16.654	11.998	224,146	16.363	11.707	209,999	560
570	20.870	16.131	240,789	16.701	11.961	216,649	19.318	14.579	211,075	16.971	12.232	224,708	16.662	11.923	210,528	570
580	21.337	16.515	241,602	17.003	12.181	217,175	19.678	14.856	211,702	17.290	12.467	225,262	16.962	12.139	211,049	580
590	21.807	16.902	242,405	17.307	12.401	217,693	20.039	15.134	212,320	17.609	12.703	225,808	17.262	12.356	211,562	590
600	22.280	17.291	243,199	17.611	12.622	218,204	20.402	15.413	212,920	17.929	12.940	226,346	17.563	12.574	212,066	600
610	22.754	17.683	243,983	17.915	12.843	218,708	20.765	15.693	213,529	18.250	13.178	226,877	17.864	12.792	212,564	610
620	23.231	18.076	244,758	18.221	13.066	219,205	21.130	15.975	214,122	18.572	13.417	227,400	18.166	13.011	213,055	620
630	23.709	18.471	245,524	18.527	13.289	219,695	21.495	16.257	214,707	18.895	13.657	227,918	18.468	13.230	213,541	630
640	24.190	18.869	246,282	18.833	13.512	220,179	21.862	16.541	215,285	19.219	13.898	228,429	18.772	13.450	214,018	640
650	24.674	19.270	247,032	19.141	13.736	220,656	22.230	16.826	215,856	19.544	14.140	228,932	19.075	13.671	214,489	650
660	25.160	19.672	247,773	19.449	13.962	221,127	22.600	17.112	216,419	19.870	14.383	229,430	19.380	13.892	214,954	660
670	25.648	20.078	248,507	19.758	14.187	221,592	22.970	17.399	216,976	20.197	14.626	229,920	19.685	14.114	215,413	670
680	26.138	20.484	249,233	20.068	14.414	222,052	23.342	17.688	217,527	20.524	14.871	230,405	19.991	14.337	215,866	680
690	26.631	20.894	249,952	20.378	14.641	222,505	23.714	17.978	218,071	20.854	15.116	230,885	20.297	14.560	216,314	690
700	27.125	21.305	250,663	20.690	14.870	222,953	24.088	18.268	218,610	21.184	15.364	231,358	20.604	14.784	216,756	700
710	27.622	21.719	251,368	21.002	15.099	223,396	24.464	18.561	219,142	21.514	15.611	231,827	20.912	15.008	217,192	710
720	28.121	22.134	252,065	21.315	15.328	223,833	24.840	18.854	219,668	21.845	15.859	232,291	21.220	15.234	217,624	720
730	28.622	22.552	252,755	21.628	15.558	224,265	25.218	19.148	220,189	22.177	16.107	232,748	21.529	15.460	218,059	730
740	29.124	22.972	253,439	21.943	15.789	224,692	25.597	19.444	220,707	22.510	16.357	233,201	21.839	15.686	218,472	740
750	29.629	23.393	254,117	22.258	16.022	225,115	25.977	19.741	221,215	22.844	16.607	233,649	22.149	15.913	218,889	750
760	30.135	23.817	254,787	22.573	16.255	225,533	26.358	20.039	221,720	23.178	16.859	234,091	22.460	16.141	219,301	760
770	30.644	24.242	255,452	22.890	16.488	225,947	26.741	20.339	222,221	23.513	17.111	234,528	22.772	16.370	219,709	770
780	31.154	24.669	256,110	23.208	16.723	226,357	27.125	20.639	222,717	23.850	17.364	234,960	23.085	16.599	220,113	780
790	31.665	25.097	256,762	23.526	16.957	226,762	27.510	20.941	223,207	24.186	17.618	235,387	23.398	16.830	220,512	790
800	32.179	25.527	257,408	23.844	17.193	227,162	27.896	21.245	223,693	24.523	17.872	235,810	23.714	17.061	220,907	800
810	32.694	25.959	258,048	24.164	17.429	227,559	28.284	21.549	224,174	24.861	18.126	236,230	24.027	17.292	221,298	810
820	33.212	26.394	258,682	24.483	17.665	227,952	28.672	21.855	224,651	25.199	18.382	236,644	24.342	17.524	221,684	820
830	33.730	26.829	259,311	24.803	17.902	228,339	29.062	22.162	225,123	25.537	18.637	237,055	24.658	17.757	222,067	830
840	34.251	27.267	259,934	25.124	18.140	228,724	29.454	22.470	225,592	25.877	18.893	237,462	24.974	17.990	222,447	840
850	34.773	27.706	260,551	25.446	18.379	229,106	29.846	22.779	226,057	26.218	19.150	237,864	25.292	18.224	222,822	850
860	35.296	28.125	261,164	25.768	18.617	229,482	30.240	23.090	226,517	26.559	19.408	238,264	25.610	18.459	223,194	860
870	35.821	28.588	261,770	26.091	18.858	229,856	30.635	23.402	226,973	26.899	19.666	238,660	25.928	18.695	223,562	870
880	36.347	29.031	262,371	26.415	19.099	230,227	31.032	23.715	227,426	27.242	19.925	239,051	26.248	18.931	223,927	880
890	36.876	29.476	262,968	26.740	19.341	230,593	31.429	24.029	227,875	27.584	20.185	239,439	26.568	19.168	224,288	890

TABELA T-11 (*Continuação*)

T(K), $\bar{h}$ e $\bar{u}$ (kJ/kmol), $\bar{s}^\circ$ (kJ/kmol · K)

	Dióxido de Carbono, CO_2			Monóxido de Carbono, CO			Vapor d'Água, H_2O			Oxigênio, O_2			Nitrogênio, N_2			
T	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	T
900	37.405	29.922	263,559	27.066	19.583	230,957	31.828	24.345	228,321	27.928	20.445	239,823	26.890	19.407	224,647	900
910	37.935	30.369	264,146	27.392	19.826	231,317	32.228	24.662	228,763	28.272	20.706	240,203	27.210	19.644	225,002	910
920	38.467	30.818	264,728	27.719	20.070	231,674	32.629	24.980	229,202	28.616	20.967	240,580	27.532	19.883	225,353	920
930	39.000	31.268	265,304	28.046	20.314	232,028	33.032	25.300	229,637	28.960	21.228	240,953	27.854	20.122	225,701	930
940	39.535	31.719	265,877	28.375	20.559	232,379	33.436	25.621	230,070	29.306	21.491	241,323	28.178	20.362	226,047	940
950	40.070	32.171	266,444	28.703	20.805	232,727	33.841	25.943	230,499	29.652	21.754	241,689	28.501	20.603	226,389	950
960	40.607	32.625	267,007	29.033	21.051	233,072	34.247	26.265	230,924	29.999	22.017	242,052	28.826	20.844	226,728	960
970	41.145	33.081	267,566	29.362	21.298	233,413	34.653	26.588	231,347	30.345	22.280	242,411	29.151	21.086	227,064	970
980	41.685	33.537	268,119	29.693	21.545	233,752	35.061	26.913	231,767	30.692	22.544	242,768	29.476	21.328	227,398	980
990	42.226	33.995	268,670	30.024	21.793	234,088	35.472	27.240	232,184	31.041	22.809	243,120	29.803	21.571	227,728	990
1000	42.769	34.455	269,215	30.355	22.041	234,421	35.882	27.568	232,597	31.389	23.075	243,471	30.129	21.815	228,057	1000

$T >$ 1000 K (CD-ROM)

Fonte: As Tabelas T-11 são baseadas em JANAF Thermochemical Tables, NSRDS-NBS-37, 1971.

TABELA T-2E Propriedades de Água Saturada (Líquido-Vapor): Tabela de Temperatura

		Volume Específico ft³/lb		Energia Interna Btu/lb		Entalpia Btu/lb			Entropia Btu/lb · °R		
Temp. °F	Pressão lbf/in²	Líquido Sat. v_f	Vapor Sat. v_g	Líquido Sat. u_f	Vapor Sat. u_g	Líquido Sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor Sat. h_g	Líquido Sat. s_f	Vapor Sat. s_g	Temp. °F
32	0,0886	0,01602	3305	−0,01	1021,2	−0,01	1075,4	1075,4	−0,00003	2,1870	32
35	0,0999	0,01602	2948	2,99	1022,2	3,00	1073,7	1076,7	0,00607	2,1764	35
40	0,1217	0,01602	2445	8,02	1023,9	8,02	1070,9	1078,9	0,01617	2,1592	40
45	0,1475	0,01602	2037	13,04	1025,5	13,04	1068,1	1081,1	0,02618	2,1423	45
50	0,1780	0,01602	1704	18,06	1027,2	18,06	1065,2	1083,3	0,03607	2,1259	50
52	0,1917	0,01603	1589	20,06	1027,8	20,07	1064,1	1084,2	0,04000	2,1195	52
54	0,2064	0,01603	1482	22,07	1028,5	22,07	1063,0	1085,1	0,04391	2,1131	54
56	0,2219	0,01603	1383	24,08	1029,1	24,08	1061,9	1085,9	0,04781	2,1068	56
58	0,2386	0,01603	1292	26,08	1029,8	26,08	1060,7	1086,8	0,05159	2,1005	58
60	0,2563	0,01604	1207	28,08	1030,4	28,08	1059,6	1087,7	0,05555	2,0943	60
62	0,2751	0,01604	1129	30,09	1031,1	30,09	1058,5	1088,6	0,05940	2,0882	62
64	0,2952	0,01604	1056	32,09	1031,8	32,09	1057,3	1089,4	0,06323	2,0821	64
66	0,3165	0,01604	988,4	34,09	1032,4	34,09	1056,2	1090,3	0,06704	2,0761	66
68	0,3391	0,01605	925,8	36,09	1033,1	36,09	1055,1	1091,2	0,07084	2,0701	68
70	0,3632	0,01605	867,7	38,09	1033,7	38,09	1054,0	1092,0	0,07463	2,0642	70
72	0,3887	0,01606	813,7	40,09	1034,4	40,09	1052,8	1092,9	0,07839	2,0584	72
74	0,4158	0,01606	763,5	42,09	1035,0	42,09	1051,7	1093,8	0,08215	2,0526	74
76	0,4446	0,01606	716,8	44,09	1035,7	44,09	1050,6	1094,7	0,08589	2,0469	76
78	0,4750	0,01607	673,3	46,09	1036,3	46,09	1049,4	1095,5	0,08961	2,0412	78
80	0,5073	0,01607	632,8	48,08	1037,0	48,09	1048,3	1096,4	0,09332	2,0356	80
82	0,5414	0,01608	595,0	50,08	1037,6	50,08	1047,2	1097,3	0,09701	2,0300	82
84	0,5776	0,01608	559,8	52,08	1038,3	52,08	1046,0	1098,1	0,1007	2,0245	84
86	0,6158	0,01609	527,0	54,08	1038,9	54,08	1044,9	1099,0	0,1044	2,0190	86
88	0,6562	0,01609	496,3	56,07	1039,6	56,07	1043,8	1099,9	0,1080	2,0136	88
90	0,6988	0,01610	467,7	58,07	1040,2	58,07	1042,7	1100,7	0,1117	2,0083	90
92	0,7439	0,01611	440,9	60,06	1040,9	60,06	1041,5	1101,6	0,1153	2,0030	92
94	0,7914	0,01611	415,9	62,06	1041,5	62,06	1040,4	1102,4	0,1189	1,9977	94
96	0,8416	0,01612	392,4	64,05	1041,2	64,06	1039,2	1103,3	0,1225	1,9925	96
98	0,8945	0,01612	370,5	66,05	1042,8	66,05	1038,1	1104,2	0,1261	1,9874	98
100	0,9503	0,01613	350,0	68,04	1043,5	68,05	1037,0	1105,0	0,1296	1,9822	100
110	1,276	0,01617	265,1	78,02	1046,7	78,02	1031,3	1109,3	0,1473	1,9574	110
120	1,695	0,01621	203,0	87,99	1049,9	88,00	1025,5	1113,5	0,1647	1,9336	120
130	2,225	0,01625	157,2	97,97	1053,0	97,98	1019,8	1117,8	0,1817	1,9109	130
140	2,892	0,01629	122,9	107,95	1056,2	107,96	1014,0	1121,9	0,1985	1,8892	140
150	3,722	0,01634	97,0	117,95	1059,3	117,96	1008,1	1126,1	0,2150	1,8684	150
160	4,745	0,01640	77,2	127,94	1062,3	127,96	1002,2	1130,1	0,2313	1,8484	160
170	5,996	0,01645	62,0	137,95	1065,4	137,97	996,2	1134,2	0,2473	1,8293	170
180	7,515	0,01651	50,2	147,97	1068,3	147,99	990,2	1138,2	0,2631	1,8109	180
190	9,343	0,01657	41,0	158,00	1071,3	158,03	984,1	1142,1	0,2787	1,7932	190
200	11,529	0,01663	33,6	168,04	1074,2	168,07	977,9	1145,9	0,2940	1,7762	200

Tabela T-2E (*Continuação*)

		Volume Específico ft³/lb		Energia Interna Btu/lb		Entalpia Btu/lb			Entropia Btu/lb · °R		
Temp. °F	Pressão lbf/in²	Líquido Sat. v_f	Vapor Sat. v_g	Líquido Sat. u_f	Vapor Sat. u_g	Líquido Sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor Sat. h_g	Líquido Sat. s_f	Vapor Sat. s_g	Temp. °F
210	14,13	0,01670	27,82	178,1	1077,0	178,1	971,6	1149,7	0,3091	1,7599	210
212	14,70	0,01672	26,80	180,1	1077,6	180,2	970,3	1150,5	0,3121	1,7567	212
220	17,19	0,01677	23,15	188,2	1079,8	188,2	965,3	1153,5	0,3241	1,7441	220
230	20,78	0,01685	19,39	198,3	1082,6	198,3	958,8	1157,1	0,3388	1,7289	230
240	24,97	0,01692	16,33	208,4	1085,3	208,4	952,3	1160,7	0,3534	1,7143	240
250	29,82	0,01700	13,83	218,5	1087,9	218,6	945,6	1164,2	0,3677	1,7001	250
260	35,42	0,01708	11,77	228,6	1090,5	228,8	938,8	1167,6	0,3819	1,6864	260
270	41,85	0,01717	10,07	238,8	1093,0	239,0	932,0	1170,9	0,3960	1,6731	270
280	49,18	0,01726	8,65	249,0	1095,4	249,2	924,9	1174,1	0,4099	1,6602	280
290	57,53	0,01735	7,47	259,3	1097,7	259,4	917,8	1177,2	0,4236	1,6477	290
300	66,98	0,01745	6,472	269,5	1100,0	269,7	910,4	1180,2	0,4372	1,6356	300
310	77,64	0,01755	5,632	279,8	1102,1	280,1	903,0	1183,0	0,4507	1,6238	310
320	89,60	0,01765	4,919	290,1	1104,2	290,4	895,3	1185,8	0,4640	1,6123	320
330	103,00	0,01776	4,312	300,5	1106,2	300,8	887,5	1188,4	0,4772	1,6010	330
340	117,93	0,01787	3,792	310,9	1108,0	311,3	879,5	1190,8	0,4903	1,5901	340
350	134,53	0,01799	3,346	321,4	1109,8	321,8	871,3	1193,1	0,5033	1,5793	350
360	152,92	0,01811	2,961	331,8	1111,4	332,4	862,9	1195,2	0,5162	1,5688	360
370	173,23	0,01823	2,628	342,4	1112,9	343,0	854,2	1197,2	0,5289	1,5585	370
380	195,60	0,01836	2,339	353,0	1114,3	353,6	845,4	1199,0	0,5416	1,5483	380
390	220,2	0,01850	2,087	363,6	1115,6	364,3	836,2	1200,6	0,5542	1,5383	390
400	247,1	0,01864	1,866	374,3	1116,6	375,1	826,8	1202,0	0,5667	1,5284	400
410	276,5	0,01878	1,673	385,0	1117,6	386,0	817,2	1203,1	0,5792	1,5187	410
420	308,5	0,01894	1,502	395,8	1118,3	396,9	807,2	1204,1	0,5915	1,5091	420
430	343,3	0,01909	1,352	406,7	1118,9	407,9	796,9	1204,8	0,6038	1,4995	430
440	381,2	0,01926	1,219	417,6	1119,3	419,0	786,3	1205,3	0,6161	1,4900	440
450	422,1	0,01943	1,1011	428,6	1119,5	430,2	775,4	1205,6	0,6282	1,4806	450
460	466,3	0,01961	0,9961	439,7	1119,6	441,4	764,1	1205,5	0,6404	1,4712	460
470	514,1	0,01980	0,9025	450,9	1119,4	452,8	752,4	1205,2	0,6525	1,4618	470
480	565,5	0,02000	0,8187	462,2	1118,9	464,3	740,3	1204,6	0,6646	1,4524	480
490	620,7	0,02021	0,7436	473,6	1118,3	475,9	727,8	1203,7	0,6767	1,4430	490
500	680,0	0,02043	0,6761	485,1	1117,4	487,7	714,8	1202,5	0,6888	1,4335	500
520	811,4	0,02091	0,5605	508,5	1114,8	511,7	687,3	1198,9	0,7130	1,4145	520
540	961,5	0,02145	0,4658	532,6	1111,0	536,4	657,5	1193,8	0,7374	1,3950	540
560	1131,8	0,02207	0,3877	548,4	1105,8	562,0	625,0	1187,0	0,7620	1,3749	560
580	1324,3	0,02278	0,3225	583,1	1098,9	588,6	589,3	1178,0	0,7872	1,3540	580
600	1541,0	0,02363	0,2677	609,9	1090,0	616,7	549,7	1166,4	0,8130	1,3317	600
620	1784,4	0,02465	0,2209	638,3	1078,5	646,4	505,0	1151,4	0,8398	1,3075	620
640	2057,1	0,02593	0,1805	668,7	1063,2	678,6	453,4	1131,9	0,8681	1,2803	640
660	2362	0,02767	0,1446	702,3	1042,3	714,4	391,1	1105,5	0,8990	1,2483	660
680	2705	0,03032	0,1113	741,7	1011,0	756,9	309,8	1066,7	0,9350	1,2068	680
700	3090	0,03666	0,0744	801,7	947,7	822,7	167,5	990,2	0,9902	1,1346	700
705,4	3204	0,05053	0,05053	872,6	872,6	902,5	0	902,5	1,0580	1,0580	705,4

Fonte: As Tabelas T-2E a T-5E foram extraídas de J.H. Keenan, F. G. Keyes, P. G. Hill, e J. G. Moore, *Steam Tables*, Wiley, New York, 1969.

TABELA T-3E Propriedades de Água Saturada (Líquido-Vapor): Tabela de Pressão

		Volume Específico ft³/lb		Energia Interna Btu/lb		Entalpia Btu/lb			Entropia Btu/lb · °R			
Pressão lbf/in²	Temp. °F	Líquido Sat. v_f	Vapor Sat. v_g	Líquido Sat. u_f	Vapor Sat. u_g	Líquido Sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor Sat. h_g	Líquido Sat. s_f	Evap. s_{fg}	Vapor Sat. s_g	Pressão lbf/in²
0,4	72,84	0,01606	792,0	40,94	1034,7	40,94	1052,3	1093,3	0,0800	1,9760	2,0559	0,4
0,6	85,19	0,01609	540,0	53,26	1038,7	53,27	1045,4	1098,6	0,1029	1,9184	2,0213	0,6
0,8	94,35	0,01611	411,7	62,41	1041,7	62,41	1040,2	1102,6	0,1195	1,8773	1,9968	0,8
1,0	101,70	0,01614	333,6	69,74	1044,0	69,74	1036,0	1105,8	0,1327	1,8453	1,9779	1,0
1,2	107,88	0,01616	280,9	75,90	1046,0	75,90	1032,5	1108,4	0,1436	1,8190	1,9626	1,2
1,5	115,65	0,01619	227,7	83,65	1048,5	83,65	1028,0	1111,7	0,1571	1,7867	1,9438	1,5
2,0	126,04	0,01623	173,75	94,02	1051,8	94,02	1022,1	1116,1	0,1750	1,7448	1,9198	2,0
3,0	141,43	0,01630	118,72	109,38	1056,6	109,39	1013,1	1122,5	0,2009	1,6852	1,8861	3,0
4,0	152,93	0,01636	90,64	120,88	1060,2	120,89	1006,4	1127,3	0,2198	1,6426	1,8624	4,0
5,0	162,21	0,01641	73,53	130,15	1063,0	130,17	1000,9	1131,0	0,2349	1,6093	1,8441	5,0
6,0	170,03	0,01645	61,98	137,98	1065,4	138,00	996,2	1134,2	0,2474	1,5819	1,8292	6,0
7,0	176,82	0,01649	53,65	144,78	1067,4	144,80	992,1	1136,9	0,2581	1,5585	1,8167	7,0
8,0	182,84	0,01653	47,35	150,81	1069,2	150,84	988,4	1139,3	0,2675	1,5383	1,8058	8,0
9,0	188,26	0,01656	42,41	156,25	1070,8	156,27	985,1	1141,4	0,2760	1,5203	1,7963	9,0
10	193,19	0,01659	38,42	161,20	1072,2	161,23	982,1	1143,3	0,2836	1,5041	1,7877	10
14,696	211,99	0,01672	26,80	180,10	1077,6	180,15	970,4	1150,5	0,3121	1,4446	1,7567	14,696
15	213,03	0,01672	26,29	181,14	1077,9	181,19	969,7	1150,9	0,3137	1,4414	1,7551	15
20	227,96	0,01683	20,09	196,19	1082,0	196,26	960,1	1156,4	0,3358	1,3962	1,7320	20
25	240,08	0,01692	16,31	208,44	1085,3	208,52	952,2	1160,7	0,3535	1,3607	1,7142	25
30	250,34	0,01700	13,75	218,84	1088,0	218,93	945,4	1164,3	0,3682	1,3314	1,6996	30
35	259,30	0,01708	11,90	227,93	1090,3	228,04	939,3	1167,4	0,3809	1,3064	1,6873	35
40	267,26	0,01715	10,50	236,03	1092,3	236,16	933,8	1170,0	0,3921	1,2845	1,6767	40
45	274,46	0,01721	9,40	243,37	1094,0	243,51	928,8	1172,3	0,4022	1,2651	1,6673	45
50	281,03	0,01727	8,52	250,08	1095,6	250,24	924,2	1174,4	0,4113	1,2476	1,6589	50
55	287,10	0,01733	7,79	256,28	1097,0	256,46	919,9	1176,3	0,4196	1,2317	1,6513	55
60	292,73	0,01738	7,177	262,1	1098,3	262,2	915,8	1178,0	0,4273	1,2170	1,6443	60
65	298,00	0,01743	6,647	267,5	1099,5	267,7	911,9	1179,6	0,4345	1,2035	1,6380	65
70	302,96	0,01748	6,209	272,6	1100,6	272,8	908,3	1181,0	0,4412	1,1909	1,6321	70
75	307,63	0,01752	5,818	277,4	1101,6	277,6	904,8	1182,4	0,4475	1,1790	1,6265	75
80	312,07	0,01757	5,474	282,0	1102,6	282,2	901,4	1183,6	0,4534	1,1679	1,6213	80
85	316,29	0,01761	5,170	286,3	1103,5	286,6	898,2	1184,8	0,4591	1,1574	1,6165	85
90	320,31	0,01766	4,898	290,5	1104,3	290,8	895,1	1185,9	0,4644	1,1475	1,6119	90
95	324,16	0,01770	4,654	294,5	1105,0	294,8	892,1	1186,9	0,4695	1,1380	1,6075	95
100	327,86	0,01774	4,434	298,3	1105,8	298,6	889,2	1187,8	0,4744	1,1290	1,6034	100
110	334,82	0,01781	4,051	305,5	1107,1	305,9	883,7	1189,6	0,4836	1,1122	1,5958	110
120	341,30	0,01789	3,730	312,3	1108,3	312,7	878,5	1191,1	0,4920	1,0966	1,5886	120
130	347,37	0,01796	3,457	318,6	1109,4	319,0	873,5	1192,5	0,4999	1,0822	1,5821	130
140	353,08	0,01802	3,221	324,6	1110,3	325,1	868,7	1193,8	0,5073	1,0688	1,5761	140
150	358,48	0,01809	3,016	330,2	1111,2	330,8	864,2	1194,9	0,5142	1,0562	1,5704	150
160	363,60	0,01815	2,836	335,6	1112,0	336,2	859,8	1196,0	0,5208	1,0443	1,5651	160

Tabela T-3E (*Continuação*)

		Volume Específico ft³/lb		Energia Interna Btu/lb		Entalpia Btu/lb			Entropia Btu/lb · °R			
Pressão lbf/in²	Temp. °F	Líquido Sat. v_f	Vapor Sat. v_g	Líquido Sat. u_f	Vapor Sat. u_g	Líquido Sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor Sat. h_g	Líquido Sat. s_f	Evap. s_{fg}	Vapor Sat. s_g	Pressão lbf/in²
170	368,47	0,01821	2,676	340,8	1112,7	341,3	855,6	1196,9	0,5270	1,0330	1,5600	170
180	373,13	0,01827	2,553	345,7	1113,4	346,3	851,5	1197,8	0,5329	1,0223	1,5552	180
190	377,59	0,01833	2,405	350,4	1114,0	351,0	847,5	1198,6	0,5386	1,0122	1,5508	190
200	381,86	0,01839	2,289	354,9	1114,6	355,6	843,7	1199,3	0,5440	1,0025	1,5465	200
250	401,04	0,01865	1,845	375,4	1116,7	376,2	825,8	1202,1	0,5680	0,9594	1,5274	250
300	417,43	0,01890	1,544	393,0	1118,2	394,1	809,8	1203,9	0,5883	0,9232	1,5115	300
350	431,82	0,01912	1,327	408,7	1119,0	409,9	795,0	1204,9	0,6060	0,8917	1,4977	350
400	444,70	0,01934	1,162	422,8	1119,5	424,2	781,2	1205,5	0,6218	0,8638	1,4856	400
450	456,39	0,01955	1,033	435,7	1119,6	437,4	768,2	1205,6	0,6360	0,8385	1,4745	450
500	467,13	0,01975	0,928	447,7	1119,4	449,5	755,8	1205,3	0,6490	0,8154	1,4644	500
550	477,07	0,01994	0,842	458,9	1119,1	460,9	743,9	1204,8	0,6611	0,7941	1,4451	550
600	486,33	0,02013	0,770	469,4	1118,6	471,7	732,4	1204,1	0,6723	0,7742	1,4464	600
700	503,23	0,02051	0,656	488,9	1117,0	491,5	710,5	1202,0	0,6927	0,7378	1,4305	700
800	518,36	0,02087	0,569	506,6	1115,0	509,7	689,6	1199,3	0,7110	0,7050	1,4160	800
900	532,12	0,02123	0,501	523,0	1112,6	526,6	669,5	1196,0	0,7277	0,6750	1,4027	900
1000	544,75	0,02159	0,446	538,4	1109,9	542,4	650,0	1192,4	0,7432	0,6471	1,3903	1000
1100	556,45	0,02195	0,401	552,9	1106,8	557,4	631,0	1188,3	0,7576	0,6209	1,3786	1100
1200	567,37	0,02232	0,362	566,7	1103,5	571,7	612,3	1183,9	0,7712	0,5961	1,3673	1200
1300	577,60	0,02269	0,330	579,9	1099,8	585,4	593,8	1179,2	0,7841	0,5724	1,3565	1300
1400	587,25	0,02307	0,302	592,7	1096,0	598,6	575,5	1174,1	0,7964	0,5497	1,3461	1400
1500	596,39	0,02346	0,277	605,0	1091,8	611,5	557,2	1168,7	0,8082	0,5276	1,3359	1500
1600	605,06	0,02386	0,255	616,9	1087,4	624,0	538,9	1162,9	0,8196	0,5062	1,3258	1600
1700	613,32	0,02428	0,236	628,6	1082,7	636,2	520,6	1156,9	0,8307	0,4852	1,3159	1700
1800	621,21	0,02472	0,218	640,0	1077,7	648,3	502,1	1150,4	0,8414	0,4645	1,3060	1800
1900	628,76	0,02517	0,203	651,3	1072,3	660,1	483,4	1143,5	0,8519	0,4441	1,2961	1900
2000	636,00	0,02565	0,188	662,4	1066,6	671,9	464,4	1136,3	0,8623	0,4238	1,2861	2000
2250	652,90	0,02698	0,157	689,9	1050,6	701,1	414,8	1115,9	0,8876	0,3728	1,2604	2250
2500	668,31	0,02860	0,131	717,7	1031,0	730,9	360,5	1091,4	0,9131	0,3196	1,2327	2500
2750	682,46	0,03077	0,107	747,3	1005,9	763,0	297,4	1060,4	0,9401	0,2604	1,2005	2750
3000	695,52	0,03431	0,084	783,4	968,8	802,5	213,0	1015,5	0,9732	0,1843	1,1575	3000
3203,6	705,44	0,05053	0,0505	872,6	872,6	902,5	0	902,5	1,0580	0	1,0580	3203,6

TABELA T-4E Propriedades do Vapor d'Água Superaquecido

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R
	p = 1 lbf/in² (T_{sat} = 101,7°F)				p = 5 lbf/in² (T_{sat} = 162,2°F)				p = 10 lbf/in² (T_{sat} = 193,2°F)			
Sat.	333,6	1044,0	1105,8	1,9779	73,53	1063,0	1131,0	1,8441	38,42	1072,2	1143,3	1,7877
150	362,6	1060,4	1127,5	2,0151								
200	392,5	1077,5	1150,1	2,0508	78,15	1076,0	1148,6	1,8715	38,85	1074,7	1146,6	1,7927
250	422,4	1094,7	1172,8	2,0839	84,21	1093,8	1171,7	1,9052	41,95	1092,6	1170,2	1,8272
300	452,3	1112,0	1195,7	2,1150	90,24	1111,3	1194,8	1,9367	44,99	1110,4	1193,7	1,8592
400	511,9	1147,0	1241,8	2,1720	102,24	1146,6	1241,2	1,9941	51,03	1146,1	1240,5	1,9171
500	571,5	1182,8	1288,5	2,2235	114,20	1182,5	1288,2	2,0458	57,04	1182,2	1287,7	1,9690
600	631,1	1219,3	1336,1	2,2706	126,15	1219,1	1335,8	2,0930	63,03	1218,9	1335,5	2,0164
700	690,7	1256,7	1384,5	2,3142	138,08	1256,5	1384,3	2,1367	69,01	1256,3	1384,0	2,0601
800	750,3	1294,4	1433,7	2,3550	150,01	1294,7	1433,5	2,1775	74,98	1294,6	1433,3	2,1009
900	809,9	1333,9	1483,8	2,3932	161,94	1333,8	1483,7	2,2158	80,95	1333,7	1483,5	2,1393
1000	869,5	1373,9	1534,8	2,4294	173,86	1373,9	1534,7	2,2520	86,91	1373,8	1534,6	2,1755
	p = 14,7 lbf/in² (T_{sat} = 212,0°F)				p = 20 lbf/in² (T_{sat} = 228,0°F)				p = 40 lbf/in² (T_{sat} = 267,3°F)			
Sat.	26,80	1077,6	1150,5	1,7567	20,09	1082,0	1156,4	1,7320	10,50	1093,3	1170,0	1,6767
250	28,42	1091,5	1168,8	1,7832	20,79	1090,3	1167,2	1,7475				
300	30,52	1109,6	1192,6	1,8157	22,36	1108,7	1191,5	1,7805	11,04	1105,1	1186,8	1,6993
400	34,67	1145,6	1239,9	1,8741	25,43	1145,1	1239,2	1,8395	12,62	1143,0	1236,4	1,7606
500	38,77	1181,8	1287,3	1,9263	28,46	1181,5	1286,8	1,8919	14,16	1180,1	1284,9	1,8140
600	42,86	1218,6	1335,2	1,9737	31,47	1218,4	1334,8	1,9395	15,69	1217,3	1333,4	1,8621
700	46,93	1256,1	1383,8	2,0175	34,47	1255,9	1383,5	1,9834	17,20	1255,1	1382,4	1,9063
800	51,00	1294,4	1433,1	2,0584	37,46	1294,3	1432,9	2,0243	18,70	1293,7	1432,1	1,9474
900	55,07	1333,6	1483,4	2,0967	40,45	1333,5	1483,2	2,0627	20,20	1333,0	1482,5	1,9859
1000	59,13	1373,7	1534,5	2,1330	43,44	1373,5	1534,3	2,0989	21,70	1373,1	1533,8	2,0223
1100	63,19	1414,6	1586,4	2,1674	46,42	1414,5	1586,3	2,1334	23,20	1414,2	1585,9	2,0568
	p = 60 lbf/in² (T_{sat} = 292,7°F)				p = 80 lbf/in² (T_{sat} = 312,1°F)				p = 100 lbf/in² (T_{sat} = 327,8°F)			
Sat.	7,17	1098,3	1178,0	1,6444	5,47	1102,6	1183,6	1,6214	4,434	1105,8	1187,8	1,6034
300	7,26	1101,3	1181,9	1,6496								
350	7,82	1121,4	1208,2	1,6830	5,80	1118,5	1204,3	1,6476	4,592	1115,4	1200,4	1,6191
400	8,35	1140,8	1233,5	1,7134	6,22	1138,5	1230,6	1,6790	4,934	1136,2	1227,5	1,6517
500	9,40	1178,6	1283,0	1,7678	7,02	1177,2	1281,1	1,7346	5,587	1175,7	1279,1	1,7085
600	10,43	1216,3	1332,1	1,8165	7,79	1215,3	1330,7	1,7838	6,216	1214,2	1329,3	1,7582
700	11,44	1254,4	1381,4	1,8609	8,56	1253,6	1380,3	1,8285	6,834	1252,8	1379,2	1,8033
800	12,45	1293,0	1431,2	1,9022	9,32	1292,4	1430,4	1,8700	7,445	1291,8	1429,6	1,8449
900	13,45	1332,5	1481,8	1,9408	10,08	1332,0	1481,2	1,9087	8,053	1331,5	1480,5	1,8838
1000	14,45	1372,7	1533,2	1,9773	10,83	1372,3	1532,6	1,9453	8,657	1371,9	1532,1	1,9204
1100	15,45	1413,8	1585,4	2,0119	11,58	1413,5	1584,9	1,9799	9,260	1413,1	1584,5	1,9551
1200	16,45	1455,8	1638,5	2,0448	12,33	1455,5	1638,1	2,0130	9,861	1455,2	1637,7	1,9882

Tabela T-4E (*Continuação*)

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R
	p = 120 lbf/in² (T_{sat} = 341,3°F)				p = 140 lbf/in² (T_{sat} = 353,1°F)				p = 160 lbf/in² (T_{sat} = 363,6°F)			
Sat.	3,730	1108,3	1191,1	1,5886	3,221	1110,3	1193,8	1,5761	2,836	1112,0	1196,0	1,5651
350	3,783	1112,2	1196,2	1,5950								
400	4,079	1133,8	1224,4	1,6288	3,466	1131,4	1221,2	1,6088	3,007	1128,8	1217,8	1,5911
450	4,360	1154,3	1251,2	1,6590	3,713	1152,4	1248,6	1,6399	3,228	1150,5	1246,1	1,6230
500	4,633	1174,2	1277,1	1,6868	3,952	1172,7	1275,1	1,6682	3,440	1171,2	1273,0	1,6518
600	5,164	1213,2	1327,8	1,7371	4,412	1212,1	1326,4	1,7191	3,848	1211,1	1325,0	1,7034
700	5,682	1252,0	1378,2	1,7825	4,860	1251,2	1377,1	1,7648	4,243	1250,4	1376,0	1,7494
800	6,195	1291,2	1428,7	1,8243	5,301	1290,5	1427,9	1,8068	4,631	1289,9	1427,0	1,7916
900	6,703	1330,9	1479,8	1,8633	5,739	1330,4	1479,1	1,8459	5,015	1329,9	1478,4	1,8308
1000	7,208	1371,5	1531,5	1,9000	6,173	1371,0	1531,0	1,8827	5,397	1370,6	1530,4	1,8677
1100	7,711	1412,8	1584,0	1,9348	6,605	1412,4	1583,6	1,9176	5,776	1412,1	1583,1	1,9026
1200	8,213	1454,9	1637,3	1,9679	7,036	1454,6	1636,9	1,9507	6,154	1454,3	1636,5	1,9358
	p = 180 lbf/in² (T_{sat} = 373,1°F)				p = 200 lbf/in² (T_{sat} = 381,8°F)				p = 250 lbf/in² (T_{sat} = 401,0°F)			
Sat.	2,533	1113,4	1197,8	1,5553	2,289	1114,6	1199,3	1,5464	1,845	1116,7	1202,1	1,5274
400	2,648	1126,2	1214,4	1,5749	2,361	1123,5	1210,8	1,5600				
450	2,850	1148,5	1243,4	1,6078	2,548	1146,4	1240,7	1,5938	2,002	1141,1	1233,7	1,5632
500	3,042	1169,6	1270,9	1,6372	2,724	1168,0	1268,8	1,6239	2,150	1163,8	1263,3	1,5948
550	3,228	1190,0	1297,5	1,6642	2,893	1188,7	1295,7	1,6512	2,290	1185,3	1291,3	1,6233
600	3,409	1210,0	1323,5	1,6893	3,058	1208,9	1322,1	1,6767	2,426	1206,1	1318,3	1,6494
700	3,763	1249,6	1374,9	1,7357	3,379	1248,8	1373,8	1,7234	2,688	1246,7	1371,1	1,6970
800	4,110	1289,3	1426,2	1,7781	3,693	1288,6	1425,3	1,7660	2,943	1287,0	1423,2	1,7301
900	4,453	1329,4	1477,7	1,8174	4,003	1328,9	1477,1	1,8055	3,193	1327,6	1475,3	1,7799
1000	4,793	1370,2	1529,8	1,8545	4,310	1369,8	1529,3	1,8425	3,440	1368,7	1527,9	1,8172
1100	5,131	1411,7	1582,6	1,8894	4,615	1411,4	1582,2	1,8776	3,685	1410,5	1581,0	1,8524
1200	5,467	1454,0	1636,1	1,9227	4,918	1453,7	1635,7	1,9109	3,929	1453,0	1634,8	1,8858
	p = 300 lbf/in² (T_{sat} = 417,4°F)				p = 350 lbf/in² (T_{sat} = 431,8°F)				p = 400 lbf/in² (T_{sat} = 444,7°F)			
Sat.	1,544	1118,2	1203,9	1,5115	1,327	1119,0	1204,9	1,4978	1,162	1119,5	1205,5	1,4856
450	1,636	1135,4	1226,2	1,5365	1,373	1129,2	1218,2	1,5125	1,175	1122,6	1209,5	1,4901
500	1,766	1159,5	1257,5	1,5701	1,491	1154,9	1251,5	1,5482	1,284	1150,1	1245,2	1,5282
550	1,888	1181,9	1286,7	1,5997	1,600	1178,3	1281,9	1,5790	1,383	1174,6	1277,0	1,5605
600	2,004	1203,2	1314,5	1,6266	1,703	1200,3	1310,6	1,6068	1,476	1197,3	1306,6	1,5892
700	2,227	1244,0	1368,3	1,6751	1,898	1242,5	1365,4	1,6562	1,650	1240,4	1362,5	1,6397
800	2,442	1285,4	1421,0	1,7187	2,085	1283,8	1418,8	1,7004	1,816	1282,1	1416,6	1,6844
900	2,653	1326,3	1473,6	1,7589	2,267	1325,0	1471,8	1,7409	1,978	1323,7	1470,1	1,7252
1000	2,860	1367,7	1526,5	1,7964	2,446	1366,6	1525,0	1,7787	2,136	1365,5	1523,6	1,7632
1100	3,066	1409,6	1579,8	1,8317	2,624	1408,7	1578,6	1,8142	2,292	1407,8	1577,4	1,7989
1200	3,270	1452,2	1633,8	1,8653	2,799	1451,5	1632,8	1,8478	2,446	1450,7	1621,8	1,8327
1300	3,473	1495,6	1688,4	1,8973	2,974	1495,0	1687,6	1,8799	2,599	1494,3	1686,8	1,8648

Tabela T-4E (*Continuação*)

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R
	p = 450 lbf/in² (T_{sat} = 456,4°F)				p = 500 lbf/in² (T_{sat} = 467,1°F)				p = 600 lbf/in² (T_{sat} = 486,3°F)			
Sat.	1,033	1119,6	1205,6	1,4746	0,928	1119,4	1205,3	1,4645	0,770	1118,6	1204,1	1,4464
500	1,123	1145,1	1238,5	1,5097	0,992	1139,7	1231,5	1,4923	0,795	1128,0	1216,2	1,4592
550	1,215	1170,7	1271,9	1,5436	1,079	1166,7	1266,6	1,5279	0,875	1158,2	1255,4	1,4990
600	1,300	1194,3	1302,5	1,5732	1,158	1191,1	1298,3	1,5585	0,946	1184,5	1289,5	1,5320
700	1,458	1238,2	1359,6	1,6248	1,304	1236,0	1356,7	1,6112	1,073	1231,5	1350,6	1,5872
800	1,608	1280,5	1414,4	1,6701	1,441	1278,8	1412,1	1,6571	1,190	1275,4	1407,6	1,6343
900	1,752	1322,4	1468,3	1,7113	1,572	1321,0	1466,5	1,6987	1,302	1318,4	1462,9	1,6766
1000	1,894	1364,4	1522,2	1,7495	1,701	1363,3	1520,7	1,7371	1,411	1361,2	1517,8	1,7155
1100	2,034	1406,9	1576,3	1,7853	1,827	1406,0	1575,1	1,7731	1,517	1404,2	1572,7	1,7519
1200	2,172	1450,0	1630,8	1,8192	1,952	1449,2	1629,8	1,8072	1,622	1447,7	1627,8	1,7861
1300	2,308	1493,7	1685,9	1,8515	2,075	1493,1	1685,1	1,8395	1,726	1491,7	1683,4	1,8186
1400	2,444	1538,1	1741,7	1,8823	2,198	1537,6	1741,0	1,8704	1,829	1536,5	1739,5	1,8497
	p = 700 lbf/in² (T_{sat} = 503,2°F)				p = 800 lbf/in² (T_{sat} = 518,3°F)				p = 900 lbf/in² (T_{sat} = 532,1°F)			
Sat.	0,656	1117,0	1202,0	1,4305	0,569	1115,0	1199,3	1,4160	0,501	1112,6	1196,0	1,4027
550	0,728	1149,0	1243,2	1,4723	0,615	1138,8	1229,9	1,4469	0,527	1127,5	1215,2	1,4219
600	0,793	1177,5	1280,2	1,5081	0,677	1170,1	1270,4	1,4861	0,587	1162,2	1260,0	1,4652
700	0,907	1226,9	1344,4	1,5661	0,783	1222,1	1338,0	1,5471	0,686	1217,1	1331,4	1,5297
800	1,011	1272,0	1402,9	1,6145	0,876	1268,5	1398,2	1,5969	0,772	1264,9	1393,4	1,5810
900	1,109	1315,6	1459,3	1,6576	0,964	1312,9	1455,6	1,6408	0,851	1310,1	1451,9	1,6257
1000	1,204	1358,9	1514,9	1,6970	1,048	1356,7	1511,9	1,6807	0,927	1354,5	1508,9	1,6662
1100	1,296	1402,4	1570,2	1,7337	1,130	1400,5	1567,8	1,7178	1,001	1398,7	1565,4	1,7036
1200	1,387	1446,2	1625,8	1,7682	1,210	1444,6	1623,8	1,7526	1,073	1443,0	1621,7	1,7386
1300	1,476	1490,4	1681,7	1,8009	1,289	1489,1	1680,0	1,7854	1,144	1487,8	1687,3	1,7717
1400	1,565	1535,3	1738,1	1,8321	1,367	1534,2	1736,6	1,8167	1,214	1533,0	1735,1	1,8031

Tabela T-4E (*Continuação*)

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R
	p = 1000 lbf/in² (T_{sat} = 544,7°F)				p = 1200 lbf/in² (T_{sat} = 567,4°F)				p = 1400 lbf/in² (T_{sat} = 587,2°F)			
Sat.	0,446	1109,0	1192,4	1,3903	0,362	1103,5	1183,9	1,3673	0,302	1096,0	1174,1	1,3461
600	0,514	1153,7	1248,8	1,4450	0,402	1134,4	1223,6	1,4054	0,318	1110,9	1193,1	1,3641
650	0,564	1184,7	1289,1	1,4822	0,450	1170,9	1270,8	1,4490	0,367	1155,5	1250,5	1,4171
700	0,608	1212,0	1324,6	1,5135	0,491	1201,3	1310,2	1,4837	0,406	1189,6	1294,8	1,4562
800	0,688	1261,2	1388,5	1,5665	0,562	1253,7	1378,4	1,5402	0,471	1245,8	1367,9	1,5168
900	0,761	1307,3	1448,1	1,6120	0,626	1301,5	1440,4	1,5876	0,529	1295,6	1432,5	1,5661
1000	0,831	1352,2	1505,9	1,6530	0,685	1347,5	1499,7	1,6297	0,582	1342,8	1493,5	1,6094
1100	0,898	1396,8	1562,9	1,6908	0,743	1393,0	1557,9	1,6682	0,632	1389,1	1552,8	1,6487
1200	0,963	1441,5	1619,7	1,7261	0,798	1438,3	1615,5	1,7040	0,681	1435,1	1611,4	1,6851
1300	1,027	1486,5	1676,5	1,7593	0,853	1483,8	1673,1	1,7377	0,728	1481,1	1669,6	1,7192
1400	1,091	1531,9	1733,7	1,7909	0,906	1529,6	1730,7	1,7696	0,774	1527,2	1727,8	1,7513
1600	1,215	1624,4	1849,3	1,8499	1,011	1622,6	1847,1	1,8290	0,865	1620,8	1844,8	1,8111
	p = 1600 lbf/in² (T_{sat} = 605,1°F)				p = 1800 lbf/in² (T_{sat} = 621,2°F)				p = 2000 lbf/in² (T_{sat} = 636,0°F)			
Sat.	0,255	1087,4	1162,9	1,3258	0,218	1077,7	1150,4	1,3060	0,188	1066,6	1136,3	1,2861
650	0,303	1137,8	1227,4	1,3852	0,251	1117,0	1200,4	1,3517	0,206	1091,1	1167,2	1,3141
700	0,342	1177,0	1278,1	1,4299	0,291	1163,1	1259,9	1,4042	0,249	1147,7	1239,8	1,3782
800	0,403	1237,7	1357,0	1,4953	0,350	1229,1	1345,7	1,4753	0,307	1220,1	1333,8	1,4562
900	0,466	1289,5	1424,4	1,5468	0,399	1283,2	1416,1	1,5291	0,353	1276,8	1407,6	1,5126
1000	0,504	1338,0	1487,1	1,5913	0,443	1333,1	1480,7	1,5749	0,395	1328,1	1474,1	1,5598
1100	0,549	1385,2	1547,7	1,6315	0,484	1381,2	1542,5	1,6159	0,433	1377,2	1537,2	1,6017
1200	0,592	1431,8	1607,1	1,6684	0,524	1428,5	1602,9	1,6534	0,469	1425,2	1598,6	1,6398
1300	0,634	1478,3	1666,1	1,7029	0,561	1475,5	1662,5	1,6883	0,503	1472,7	1659,0	1,6751
1400	0,675	1524,9	1724,8	1,7354	0,598	1522,5	1721,8	1,7211	0,537	1520,2	1718,8	1,7082
1600	0,755	1619,0	1842,6	1,7955	0,670	1617,2	1840,4	1,7817	0,602	1615,4	1838,2	1,7692

Tabela T-4E (*Continuação*)

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R
	p = 2500 lbf/in² (T_{sat} = 668,3°F)				p = 3000 lbf/in² (T_{sat} = 695,5°F)			
Sat.	0,1306	1031,0	1091,4	1,2327	0,0840	968,8	1015,5	1,1575
700	0,1684	1098,7	1176,6	1,3073	0,0977	1003,9	1058,1	1,1944
750	0,2030	1155,2	1249,1	1,3686	0,1483	1114,7	1197,1	1,3122
800	0,2291	1195,7	1301,7	1,4112	0,1757	1167,6	1265,2	1,3675
900	0,2712	1259,9	1385,4	1,4752	0,2160	1241,8	1361,7	1,4414
1000	0,3069	1315,2	1457,2	1,5262	0,2485	1301,7	1439,6	1,4967
1100	0,3393	1366,8	1523,8	1,5704	0,2772	1356,2	1510,1	1,5434
1200	0,3696	1416,7	1587,7	1,6101	0,3086	1408,0	1576,6	1,5848
1300	0,3984	1465,7	1650,0	1,6465	0,3285	1458,5	1640,9	1,6224
1400	0,4261	1514,2	1711,3	1,6804	0,3524	1508,1	1703,7	1,6571
1500	0,4531	1562,5	1772,1	1,7123	0,3754	1557,3	1765,7	1,6896
1600	0,4795	1610,8	1832,6	1,7424	0,3978	1606,3	1827,1	1,7201
	p = 3500 lbf/in²				p = 4000 lbf/in²			
650	0,0249	663,5	679,7	0,8630	0,0245	657,7	675,8	0,8574
700	0,0306	759,5	779,3	0,9506	0,0287	742,1	763,4	0,9345
750	0,1046	1058,4	1126,1	1,2440	0,0633	960,7	1007,5	1,1395
800	0,1363	1134,7	1223,0	1,3226	0,1052	1095,0	1172,9	1,2740
900	0,1763	1222,4	1336,5	1,4096	0,1462	1201,5	1309,7	1,3789
1000	0,2066	1287,6	1421,4	1,4699	0,1752	1272,9	1402,6	1,4449
1100	0,2328	1345,2	1496,0	1,5193	0,1995	1333,9	1481,6	1,4973
1200	0,2566	1399,2	1565,3	1,5624	0,2213	1390,1	1553,9	1,5423
1300	0,2787	1451,1	1631,7	1,6012	0,2414	1443,7	1622,4	1,5823
1400	0,2997	1501,9	1696,1	1,6368	0,2603	1495,7	1688,4	1,6188
1500	0,3199	1552,0	1759,2	1,6699	0,2784	1546,7	1752,8	1,6526
1600	0,3395	1601,7	1831,6	1,7010	0,2959	1597,1	1816,1	1,6841
	p = 4400 lbf/in²				p = 4800 lbf/in²			
650	0,0242	653,6	673,3	0,8535	0,0237	649,8	671,0	0,8499
700	0,0278	732,7	755,3	0,9257	0,0271	725,1	749,1	0,9187
750	0,0415	870,8	904,6	1,0513	0,0352	832,6	863,9	1,0154
800	0,0844	1056,5	1125,3	1,2306	0,0668	1011,2	1070,5	1,1827
900	0,1270	1183,7	1287,1	1,3548	0,1109	1164,8	1263,4	1,3310
1000	0,1552	1260,8	1387,2	1,4260	0,1385	1248,3	1317,4	1,4078
1100	0,1784	1324,7	1469,9	1,4809	0,1608	1315,3	1458,1	1,4653
1200	0,1989	1382,8	1544,7	1,5274	0,1802	1375,4	1535,4	1,5133
1300	0,2176	1437,7	1614,9	1,5685	0,1979	1431,7	1607,4	1,5555
1400	0,2352	1490,7	1682,3	1,6057	0,2143	1485,7	1676,1	1,5934
1500	0,2520	1542,7	1747,6	1,6399	0,2300	1538,2	1742,5	1,6282
1600	0,2681	1593,4	1811,7	1,6718	0,2450	1589,8	1807,4	1,6605

TABELA T-5E Propriedades de Água Líquida Comprimida

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R
	p = 500 lbf/in² (T_{sat} = 467,1°F)				p = 1000 lbf/in² (T_{sat} = 544,7°F)			
32	0,015994	0,00	1,49	0,00000	0,015967	0,03	2,99	0,00005
50	0,015998	18,02	19,50	0,03599	0,015972	17,99	20,94	0,03592
100	0,016106	67,87	69,36	0,12932	0,016082	67,70	70,68	0,12901
150	0,016318	117,66	119,17	0,21457	0,016293	117,38	120,40	0,21410
200	0,016608	167,65	169,19	0,29341	0,016580	167,26	170,32	0,29281
300	0,017416	268,92	270,53	0,43641	0,017379	268,24	271,46	0,43552
400	0,018608	373,68	375,40	0,56604	0,018550	372,55	375,98	0,56472
Sat.	0,019748	447,70	449,53	0,64904	0,021591	538,39	542,38	0,74320
	p = 1500 lbf/in² (T_{sat} = 596,4°F)				p = 2000 lbf/in² (T_{sat} = 636,0°F)			
32	0,015939	0,05	4,47	0,00007	0,015912	0,06	5,95	0,00008
50	0,015946	17,95	22,38	0,03584	0,015920	17,91	23,81	0,03575
100	0,016058	67,53	71,99	0,12870	0,016034	67,37	73,30	0,12839
150	0,016268	117,10	121,62	0,21364	0,016244	116,83	122,84	0,21318
200	0,016554	166,87	171,46	0,29221	0,016527	166,49	172,60	0,29162
300	0,017343	267,58	272,39	0,43463	0,017308	266,93	273,33	0,43376
400	0,018493	371,45	376,59	0,56343	0,018439	370,38	377,21	0,56216
500	0,02024	481,8	487,4	0,6853	0,02014	479,8	487,3	0,6832
Sat.	0,02346	605,0	611,5	0,8082	0,02565	662,4	671,9	0,8623
	p = 3000 lbf/in² (T_{sat} = 695,5°F)				p = 4000 lbf/in²			
32	0,015859	0,09	8,90	0,00009	0,015807	0,10	11,80	0,00005
50	0,015870	17,84	26,65	0,03555	0,015821	17,76	29,47	0,03534
100	0,015987	67,04	75,91	0,12777	0,015942	66,72	78,52	0,12714
150	0,016196	116,30	125,29	0,21226	0,016150	115,77	127,73	0,21136
200	0,016476	165,74	174,89	0,29046	0,016425	165,02	177,18	0,28931
300	0,017240	265,66	275,23	0,43205	0,017174	264,43	277,15	0,43038
400	0,018334	368,32	378,50	0,55970	0,018235	366,35	379,85	0,55734
500	0,019944	476,2	487,3	0,6794	0,019766	472,9	487,5	0,6758
Sat.	0,034310	783,5	802,5	0,9732				

TABELA T-6E Propriedades do Refrigerante 134a Saturado (Líquido-Vapor): Tabela de Temperatura

		Volume Específico ft³/lb		Energia Interna Btu/lb		Entalpia Btu/lb			Entropia Btu/lb · °R		
Temp. °F	Pressão lbf/in²	Líquido Sat. v_f	Vapor Sat. v_g	Líquido Sat. u_f	Vapor Sat. u_g	Líquido Sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor Sat. h_g	Líquido Sat. s_f	Vapor Sat. s_g	Temp. °F
−40	7,490	0,01130	5,7173	−0,02	87,90	0,00	95,82	95,82	0,0000	0,2283	−40
−30	9,920	0,01143	4,3911	2,81	89,26	2,83	94,49	97,32	0,0067	0,2266	−30
−20	12,949	0,01156	3,4173	5,69	90,62	5,71	93,10	98,81	0,0133	0,2250	−20
−15	14,718	0,01163	3,0286	7,14	91,30	7,17	92,38	99,55	0,0166	0,2243	−15
−10	16,674	0,01170	2,6918	8,61	91,98	8,65	91,64	100,29	0,0199	0,2236	−10
−5	18,831	0,01178	2,3992	10,09	92,66	10,13	90,89	101,02	0,0231	0,2230	−5
0	21,203	0,01185	2,1440	11,58	93,33	11,63	90,12	101,75	0,0264	0,2224	0
5	23,805	0,01193	1,9208	13,09	94,01	13,14	89,33	102,47	0,0296	0,2219	5
10	26,651	0,01200	1,7251	14,60	94,68	14,66	88,53	103,19	0,0329	0,2214	10
15	29,756	0,01208	1,5529	16,13	95,35	16,20	87,71	103,90	0,0361	0,2209	15
20	33,137	0,01216	1,4009	17,67	96,02	17,74	86,87	104,61	0,0393	0,2205	20
25	36,809	0,01225	1,2666	19,22	96,69	19,30	86,02	105,32	0,0426	0,2200	25
30	40,788	0,01233	1,1474	20,78	97,35	20,87	85,14	106,01	0,0458	0,2196	30
40	49,738	0,01251	0,9470	23,94	98,67	24,05	83,34	107,39	0,0522	0,2189	40
50	60,125	0,01270	0,7871	27,14	99,98	27,28	81,46	108,74	0,0585	0,2183	50
60	72,092	0,01290	0,6584	30,39	101,27	30,56	79,49	110,05	0,0648	0,2178	60
70	85,788	0,01311	0,5538	33,68	102,54	33,89	77,44	111,33	0,0711	0,2173	70
80	101,37	0,01334	0,4682	37,02	103,78	37,27	75,29	112,56	0,0774	0,2169	80
85	109,92	0,01346	0,4312	38,72	104,39	38,99	74,17	113,16	0,0805	0,2167	85
90	118,99	0,01358	0,3975	40,42	105,00	40,72	73,03	113,75	0,0836	0,2165	90
95	128,62	0,01371	0,3668	42,14	105,60	42,47	71,86	114,33	0,0867	0,2163	95
100	138,83	0,01385	0,3388	43,87	106,18	44,23	70,66	114,89	0,0898	0,2161	100
105	149,63	0,01399	0,3131	45,62	106,76	46,01	69,42	115,43	0,0930	0,2159	105
110	161,04	0,01414	0,2896	47,39	107,33	47,81	68,15	115,96	0,0961	0,2157	110
115	173,10	0,01429	0,2680	49,17	107,88	49,63	66,84	116,47	0,0992	0,2155	115
120	185,82	0,01445	0,2481	50,97	108,42	51,47	65,48	116,95	0,1023	0,2153	120
140	243,86	0,01520	0,1827	58,39	110,41	59,08	59,57	118,65	0,1150	0,2143	140
160	314,63	0,01617	0,1341	66,26	111,97	67,20	52,58	119,78	0,1280	0,2128	160
180	400,22	0,01758	0,0964	74,83	112,77	76,13	43,78	119,91	0,1417	0,2101	180
200	503,52	0,02014	0,0647	84,90	111,66	86,77	30,92	117,69	0,1575	0,2044	200
210	563,51	0,02329	0,0476	91,84	108,48	94,27	19,18	113,45	0,1684	0,1971	210

Fonte: As Tabelas T-6E a T-8E são calculadas com base nas equações de D. P. Wilson e R. S. Basu, "Thermodynamics Properties of a New Stratospherically Safe Working Fluid — Refrigerant, 134a, *ASHRAE Trans.* Vol. 94, Pt", 2, 1988, páginas 2095-2118.

Tabela T-7E Propriedades do Refrigerante 134a Saturado (Líquido-Vapor): Tabela de Pressão

		Volume Específico ft³/lb		Energia Interna Btu/lb		Entalpia Btu/lb			Entropia Btu/lb · °R		
Pressão lbf/in²	Temp. °F	Líquido Sat. v_f	Vapor Sat. v_g	Líquido Sat. u_f	Vapor Sat. u_g	Líquido Sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor Sat. h_g	Líquido Sat. s_f	Vapor Sat. s_g	Pressão, lbf/in²
5	−53,48	0,01113	8,3508	−3,74	86,07	−3,73	97,53	93,79	−0,0090	0,2311	5
10	−29,71	0,01143	4,3581	2,89	89,30	2,91	94,45	97,37	0,0068	0,2265	10
15	−14,25	0,01164	2,9747	7,36	91,40	7,40	92,27	99,66	0,0171	0,2242	15
20	−2,48	0,01181	2,2661	10,84	93,00	10,89	90,50	101,39	0,0248	0,2227	20
30	15,38	0,01209	1,5408	16,24	95,40	16,31	87,65	103,96	0,0364	0,2209	30
40	29,04	0,01232	1,1692	20,48	97,23	20,57	85,31	105,88	0,0452	0,2197	40
50	40,27	0,01252	0,9422	24,02	98,71	24,14	83,29	107,43	0,0523	0,2189	50
60	49,89	0,01270	0,7887	27,10	99,96	27,24	81,48	108,72	0,0584	0,2183	60
70	58,35	0,01286	0,6778	29,85	101,05	30,01	79,82	109,83	0,0638	0,2179	70
80	65,93	0,01302	0,5938	32,33	102,02	32,53	78,28	110,81	0,0686	0,2175	80
90	72,83	0,01317	0,5278	34,62	102,89	34,84	76,84	111,68	0,0729	0,2172	90
100	79,17	0,01332	0,4747	36,75	103,68	36,99	75,47	112,46	0,0768	0,2169	100
120	90,54	0,01360	0,3941	40,61	105,06	40,91	72,91	113,82	0,0839	0,2165	120
140	100,56	0,01386	0,3358	44,07	106,25	44,43	70,52	114,95	0,0902	0,2161	140
160	109,56	0,01412	0,2916	47,23	107,28	47,65	68,26	115,91	0,0958	0,2157	160
180	117,74	0,01438	0,2569	50,16	108,18	50,64	66,10	116,74	0,1009	0,2154	180
200	125,28	0,01463	0,2288	52,90	108,98	53,44	64,01	117,44	0,1057	0,2151	200
220	132,27	0,01489	0,2056	55,48	109,68	56,09	61,96	118,05	0,1101	0,2147	220
240	138,79	0,01515	0,1861	57,93	110,30	58,61	59,96	118,56	0,1142	0,2144	240
260	144,92	0,01541	0,1695	60,28	110,84	61,02	57,97	118,99	0,1181	0,2140	260
280	150,70	0,01568	0,1550	62,53	111,31	63,34	56,00	119,35	0,1219	0,2136	280
300	156,17	0,01596	0,1424	64,71	111,72	65,59	54,03	119,62	0,1254	0,2132	300
350	168,72	0,01671	0,1166	69,88	112,45	70,97	49,03	120,00	0,1338	0,2118	350
400	179,95	0,01758	0,0965	74,81	112,77	76,11	43,80	119,91	0,1417	0,2102	400
450	190,12	0,01863	0,0800	79,63	112,60	81,18	38,08	119,26	0,1493	0,2079	450
500	199,38	0,02002	0,0657	84,54	111,76	86,39	31,44	117,83	0,1570	0,2047	500

TABELA T-8E Propriedades do Vapor do Refrigerante 134a Superaquecido

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R
	p = 10 lbf/in² (T_{sat} = −29,71°F)				p = 15 lbf/in² (T_{sat} = −14,25°F)				p = 20 lbf/in² (T_{sat} = −2,48°F)			
Sat.	4,3581	89,30	97,37	0,2265	2,9747	91,40	99,66	0,2242	2,2661	93,00	101,39	0,2227
−20	4,4718	90,89	99,17	0,2307								
0	4,7026	94,24	102,94	0,2391	3,0893	93,84	102,42	0,2303	2,2816	93,43	101,88	0,2238
20	4,9297	97,67	106,79	0,2472	3,2468	97,33	106,34	0,2386	2,4046	96,98	105,88	0,2323
40	5,1539	101,19	110,72	0,2553	3,4012	100,89	110,33	0,2468	2,5244	100,59	109,94	0,2406
60	5,3758	104,80	114,74	0,2632	3,5533	104,54	114,40	0,2548	2,6416	104,28	114,06	0,2487
80	5,5959	108,50	118,85	0,2709	3,7034	108,28	118,56	0,2626	2,7569	108,05	118,25	0,2566
100	5,8145	112,29	123,05	0,2786	3,8520	112,10	122,79	0,2703	2,8705	111,90	122,52	0,2644
120	6,0318	116,18	127,34	0,2861	3,9993	116,01	127,11	0,2779	2,9829	115,83	126,87	0,2720
140	6,2482	120,16	131,72	0,2935	4,1456	120,00	131,51	0,2854	3,0942	119,85	131,30	0,2795
160	6,4638	124,23	136,19	0,3009	4,2911	124,09	136,00	0,2927	3,2047	123,95	135,81	0,2869
180	6,6786	128,38	140,74	0,3081	4,4359	128,26	140,57	0,3000	3,3144	128,13	140,40	0,2922
200	6,8929	132,63	145,39	0,3152	4,5801	132,52	145,23	0,3072	3,4236	132,40	145,07	0,3014
	p = 30 lbf/in² (T_{sat} = 15,38°F)				p = 40 lbf/in² (T_{sat} = 29,04°F)				p = 50 lbf/in² (T_{sat} = 40,27°F)			
Sat.	1,5408	95,40	103,96	0,2209	1,1692	97,23	105,88	0,2197	0,9422	98,71	107,43	0,2189
20	1,5611	96,26	104,92	0,2229								
40	1,6465	99,98	109,12	0,2315	1,2065	99,33	108,26	0,2245				
60	1,7293	103,75	113,35	0,2398	1,2723	103,20	112,62	0,2331	0,9974	102,62	111,85	0,2276
80	1,8098	107,59	117,63	0,2478	1,3357	107,11	117,00	0,2414	1,0508	106,62	116,34	0,2361
100	1,8887	111,49	121,98	0,2558	1,3973	111,08	121,42	0,2494	1,1022	110,65	120,85	0,2443
120	1,9662	115,47	126,39	0,2635	1,4575	115,11	125,90	0,2573	1,1520	114,74	125,39	0,2523
140	2,0426	119,53	130,87	0,2711	1,5165	119,21	130,43	0,2650	1,2007	118,88	129,99	0,2601
160	2,1181	123,66	135,42	0,2786	1,5746	123,38	135,03	0,2725	1,2484	123,08	134,64	0,2677
180	2,1929	127,88	140,05	0,2859	1,6319	127,62	139,70	0,2799	1,2953	127,36	139,34	0,2752
200	2,2671	132,17	144,76	0,2932	1,6887	131,94	144,44	0,2872	1,3415	131,71	144,12	0,2825
220	2,3407	136,55	149,54	0,3003	1,7449	136,34	149,25	0,2944	1,3873	136,12	148,96	0,2897
240					1,8006	140,81	154,14	0,3015	1,4326	140,61	153,87	0,2969
260					1,8561	145,36	159,10	0,3085	1,4775	145,18	158,85	0,3039
	p = 60 lbf/in² (T_{sat} = 49,89°F)				p = 70 lbf/in² (T_{sat} = 58,35°F)				p = 80 lbf/in² (T_{sat} = 65,93°F)			
Sat.	0,7887	99,96	108,72	0,2183	0,6778	101,05	109,83	0,2179	0,5938	102,02	110,81	0,2175
60	0,8135	102,03	111,06	0,2229	0,6814	101,40	110,23	0,2186				
80	0,8604	106,11	115,66	0,2316	0,7239	105,58	114,96	0,2276	0,6211	105,03	114,23	0,2239
100	0,9051	110,21	120,26	0,2399	0,7640	109,76	119,66	0,2361	0,6579	109,30	119,04	0,2327
120	0,9482	114,35	124,88	0,2480	0,8023	113,96	124,36	0,2444	0,6927	113,56	123,82	0,2411
140	0,9900	118,54	129,53	0,2559	0,8393	118,20	129,07	0,2524	0,7261	117,85	128,60	0,2492
160	1,0308	122,79	134,23	0,2636	0,8752	122,49	133,82	0,2601	0,7584	122,18	133,41	0,2570
180	1,0707	127,10	138,98	0,2712	0,9103	126,83	138,62	0,2678	0,7898	126,55	138,25	0,2647
200	1,1100	131,47	143,79	0,2786	0,9446	131,23	143,46	0,2752	0,8205	130,98	143,13	0,2722
220	1,1488	135,91	148,66	0,2859	0,9784	135,69	148,36	0,2825	0,8506	135,47	148,06	0,2796
240	1,1871	140,42	153,60	0,2930	1,0118	140,22	153,33	0,2897	0,8803	140,02	153,05	0,2868
260	1,2251	145,00	158,60	0,3001	1,0448	144,82	158,35	0,2968	0,9095	144,63	158,10	0,2940
280	1,2627	149,65	163,67	0,3070	1,0774	149,48	163,44	0,3038	0,9384	149,32	163,21	0,3010
300	1,3001	154,38	168,81	0,3139	1,1098	154,22	168,60	0,3107	0,9671	154,06	168,38	0,3079

Tabela T-8E *(Continuação)*

T °F	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R	v ft³/lb	u Btu/lb	h Btu/lb	s Btu/lb · °R
	p = 90 lbf/in² (T_{sat} = 72,83°F)				p = 100 lbf/in² (T_{sat} = 79,17°F)				p = 120 lbf/in² (T_{sat} = 90,54°F)			
Sat.	0,5278	102,89	111,68	0,2172	0,4747	103,68	112,46	0,2169	0,3941	105,06	113,82	0,2165
80	0,5408	104,46	113,47	0,2205	0,4761	103,87	112,68	0,2173				
100	0,5751	108,82	118,39	0,2295	0,5086	108,32	117,73	0,2265	0,4080	107,26	116,32	0,2210
120	0,6073	113,15	123,27	0,2380	0,5388	112,73	122,70	0,2352	0,4355	111,84	121,52	0,2301
140	0,6380	117,50	128,12	0,2463	0,5674	117,13	127,63	0,2436	0,4610	116,37	126,61	0,2387
160	0,6675	121,87	132,98	0,2542	0,5947	121,55	132,55	0,2517	0,4852	120,89	131,66	0,2470
180	0,6961	126,28	137,87	0,2620	0,6210	125,99	137,49	0,2595	0,5082	125,42	136,70	0,2550
200	0,7239	130,73	142,79	0,2696	0,6466	130,48	142,45	0,2671	0,5305	129,97	141,75	0,2628
220	0,7512	135,25	147,76	0,2770	0,6716	135,02	147,45	0,2746	0,5520	134,56	146,82	0,2704
240	0,7779	139,82	152,77	0,2843	0,6960	139,61	152,49	0,2819	0,5731	139,20	151,92	0,2778
260	0,8043	144,45	157,84	0,2914	0,7201	144,26	157,59	0,2891	0,5937	143,89	157,07	0,2850
280	0,8303	149,15	162,97	0,2984	0,7438	148,98	162,74	0,2962	0,6140	148,63	162,26	0,2921
300	0,8561	153,91	168,16	0,3054	0,7672	153,75	167,95	0,3031	0,6339	153,43	167,51	0,2991
320	0,8816	158,73	173,42	0,3122	0,7904	158,59	173,21	0,3099	0,6537	158,29	172,81	0,3060
	p = 140 lbf/in² (T_{sat} = 100,56°F)				p = 160 lbf/in² (T_{sat} = 109,55°F)				p = 180 lbf/in² (T_{sat} = 117,74°F)			
Sat.	0,3358	106,25	114,95	0,2161	0,2916	107,28	115,91	0,2157	0,2569	108,18	116,74	0,2154
120	0,3610	110,90	120,25	0,2254	0,3044	109,88	118,89	0,2209	0,2595	108,77	117,41	0,2166
140	0,3846	115,58	125,54	0,2344	0,3269	114,73	124,41	0,2303	0,2814	113,83	123,21	0,2264
160	0,4066	120,21	130,74	0,2429	0,3474	119,49	129,78	0,2391	0,3011	118,74	128,77	0,2355
180	0,4274	124,82	135,89	0,2511	0,3666	124,20	135,06	0,2475	0,3191	123,56	134,19	0,2441
200	0,4474	129,44	141,03	0,2590	0,3849	128,90	140,29	0,2555	0,3361	128,34	139,53	0,2524
220	0,4666	134,09	146,18	0,2667	0,4023	133,61	145,52	0,2633	0,3523	133,11	144,84	0,2603
240	0,4852	138,77	151,34	0,2742	0,4192	138,34	150,75	0,2709	0,3678	137,90	150,15	0,2680
260	0,5034	143,50	156,54	0,2815	0,4356	143,11	156,00	0,2783	0,3828	142,71	155,46	0,2755
280	0,5212	148,28	161,78	0,2887	0,4516	147,92	161,29	0,2856	0,3974	147,55	160,79	0,2828
300	0,5387	153,11	167,06	0,2957	0,4672	152,78	166,61	0,2927	0,4116	152,44	166,15	0,2899
320	0,5559	157,99	172,39	0,3026	0,4826	157,69	171,98	0,2996	0,4256	157,38	171,55	0,2969
340	0,5730	162,93	177,78	0,3094	0,4978	162,65	177,39	0,3065	0,4393	162,36	177,00	0,3038
360	0,5898	167,93	183,21	0,3162	0,5128	167,67	182,85	0,3132	0,4529	167,40	182,49	0,3106
	p = 200 lbf/in² (T_{sat} = 125,28°F)				p = 300 lbf/in² (T_{sat} = 156,17°F)				p = 400 lbf/in² (T_{sat} = 179,95°F)			
Sat.	0,2288	108,98	117,44	0,2151	0,1424	111,72	119,62	0,2132	0,0965	112,77	119,91	0,2102
140	0,2446	112,87	121,92	0,2226								
160	0,2636	117,94	127,70	0,2321	0,1462	112,95	121,07	0,2155				
180	0,2809	122,88	133,28	0,2410	0,1633	118,93	128,00	0,2265	0,0965	112,79	119,93	0,2102
200	0,2970	127,76	138,75	0,2494	0,1777	124,47	134,34	0,2363	0,1143	120,14	128,60	0,2235
220	0,3121	132,60	144,15	0,2575	0,1905	129,79	140,36	0,2453	0,1275	126,35	135,79	0,2343
240	0,3266	137,44	149,53	0,2653	0,2021	134,99	146,21	0,2537	0,1386	132,12	142,38	0,2438
260	0,3405	142,30	154,90	0,2728	0,2130	140,12	151,95	0,2618	0,1484	137,65	148,64	0,2527
280	0,3540	147,18	160,28	0,2802	0,2234	145,23	157,63	0,2696	0,1575	143,06	154,72	0,2610
300	0,3671	152,10	165,69	0,2874	0,2333	150,33	163,28	0,2772	0,1660	148,39	160,67	0,2689
320	0,3799	157,07	171,13	0,2945	0,2428	155,44	168,92	0,2845	0,1740	153,69	166,57	0,2766
340	0,3926	162,07	176,60	0,3014	0,2521	160,57	174,56	0,2916	0,1816	158,97	172,42	0,2840
360	0,4050	167,13	182,12	0,3082	0,2611	165,74	180,23	0,2986	0,1890	164,26	178,26	0,2912
380					0,2699	170,94	185,92	0,3055	0,1962	169,57	184,09	0,2983

Tabela T-9E Propriedades do Ar como Gás Ideal

T(°R), h e u(Btu/lb), $s°$(Btu/lb · °R)											
				quando $\Delta s = 0$[1]						quando $\Delta s = 0$	
T	h	u	$s°$	p_r	v_r	T	h	u	$s°$	p_r	v_r
360	85,97	61,29	0,50369	0,3363	396,6	1480	363,89	262,44	0,85062	53,04	10,34
380	90,75	64,70	0,51663	0,4061	346,6	1520	374,47	270,26	0,85767	58,78	9,578
400	95,53	68,11	0,52890	0,4858	305,0	1560	385,08	278,13	0,86456	65,00	8,890
420	100,32	71,52	0,54058	0,5760	270,1	1600	395,74	286,06	0,87130	71,73	8,263
440	105,11	74,93	0,55172	0,6776	240,6	1650	409,13	296,03	0,87954	80,89	7,556
460	109,90	78,36	0,56235	0,7913	215,33	1700	422,59	306,06	0,88758	90,95	6,924
480	114,69	81,77	0,57255	0,9182	193,65	1750	436,12	316,16	0,89542	101,98	6,357
500	119,48	85,20	0,58233	1,0590	174,90	1800	449,71	326,32	0,90308	114,0	5,847
520	124,27	88,62	0,59172	1,2147	158,58	1850	463,37	336,55	0,91056	127,2	5,388
537	128,34	91,53	0,59945	1,3593	146,34	1900	477,09	346,85	0,91788	141,5	4,974
540	129,06	92,04	0,60078	1,3860	144,32	1950	490,88	357,20	0,92504	157,1	4,598
560	133,86	95,47	0,60950	1,5742	131,78	2000	504,71	367,61	0,93205	174,0	4,258
580	138,66	98,90	0,61793	1,7800	120,70	2050	518,61	378,08	0,93891	192,3	3,949
600	143,47	102,34	0,62607	2,005	110,88	2100	532,55	388,60	0,94564	212,1	3,667
620	148,28	105,78	0,63395	2,249	102,12	2150	546,54	399,17	0,95222	233,5	3,410
640	153,09	109,21	0,64159	2,514	94,30	2200	560,59	409,78	0,95868	256,6	3,176
660	157,92	112,67	0,64902	2,801	87,27	2250	574,69	420,46	0,96501	281,4	2,961
680	162,73	116,12	0,65621	3,111	80,96	2300	588,82	431,16	0,97123	308,1	2,765
700	167,56	119,58	0,66321	3,446	75,25	2350	603,00	441,91	0,97732	336,8	2,585
720	172,39	123,04	0,67002	3,806	70,07	2400	617,22	452,70	0,98331	367,6	2,419
740	177,23	126,51	0,67665	4,193	65,38	2450	631,48	463,54	0,98919	400,5	2,266
760	182,08	129,99	0,68312	4,607	61,10	2500	645,78	474,40	0,99497	435,7	2,125
780	186,94	133,47	0,68942	5,051	57,20	2550	660,12	485,31	1,00064	473,3	1,996
800	191,81	136,97	0,69558	5,526	53,63	2600	674,49	496,26	1,00623	513,5	1,876
820	196,69	140,47	0,70160	6,033	50,35	2650	688,90	507,25	1,01172	556,3	1,765
840	201,56	143,98	0,70747	6,573	47,34	2700	703,35	518,26	1,01712	601,9	1,662
860	206,46	147,50	0,71323	7,149	44,57	2750	717,83	529,31	1,02244	650,4	1,566
880	211,35	151,02	0,71886	7,761	42,01	2800	732,33	540,40	1,02767	702,0	1,478
900	216,26	154,57	0,72438	8,411	39,64	2850	746,88	551,52	1,03282	756,7	1,395
920	221,18	158,12	0,72979	9,102	37,44	2900	761,45	562,66	1,03788	814,8	1,318
940	226,11	161,68	0,73509	9,834	35,41	2950	776,05	573,84	1,04288	876,4	1,247
960	231,06	165,26	0,74030	10,61	33,52	3000	790,68	585,04	1,04779	941,4	1,180
980	236,02	168,83	0,74540	11,43	31,76	3050	805,34	596,28	1,05264	1011	1,118
1000	240,98	172,43	0,75042	12,30	30,12	3100	820,03	607,53	1,05741	1083	1,060
1040	250,95	179,66	0,76019	14,18	27,17	3150	834,75	618,82	1,06212	1161	1,006
1080	260,97	186,93	0,76964	16,28	24,58	3200	849,48	630,12	1,06676	1242	0,9546
1120	271,03	194,25	0,77880	18,60	22,30	3250	864,24	641,46	1,07134	1328	0,9069
1160	281,14	201,63	0,78767	21,18	20,29	3300	879,02	652,81	1,07585	1418	0,8621
1200	291,30	209,05	0,79628	24,01	18,51	3350	893,83	664,20	1,08031	1513	0,8202
1240	301,52	216,53	0,80466	27,13	16,93	3400	908,66	675,60	1,08470	1613	0,7807
1280	311,79	224,05	0,81280	30,55	15,52	3450	923,52	687,04	1,08904	1719	0,7436
1320	322,11	231,63	0,82075	34,31	14,25	3500	938,40	698,48	1,09332	1829	0,7087
1360	332,48	239,25	0,82848	38,41	13,12	3550	953,30	709,95	1,09755	1946	0,6759
1400	342,90	246,93	0,83604	42,88	12,10	3600	968,21	721,44	1,10172	2068	0,6449
1440	353,37	254,66	0,84341	47,75	11,17	3650	983,15	732,95	1,10584	2196	0,6157

[1] Dados de p_r e v_r para usar com as Eqs. 7.32 e 7.33, respectivamente.

TABELA T-9E (*Continuação*)

T(°R), h e u(Btu/lb), s°(Btu/lb · °R)											
				quando $\Delta s = 0$						quando $\Delta s = 0$	
T	h	u	s°	p_r	v_r	T	h	u	s°	p_r	v_r
3700	998,11	744,48	1,10991	2330	0,5882	4200	1148,7	860,81	1,14809	4067	0,3826
3750	1013,1	756,04	1,11393	2471	0,5621	4300	1179,0	884,28	1,15522	4513	0,3529
3800	1028,1	767,60	1,11791	2618	0,5376	4400	1209,4	907,81	1,16221	4997	0,3262
3850	1043,1	779,19	1,12183	2773	0,5143	4500	1239,9	931,39	1,16905	5521	0,3019
3900	1058,1	790,80	1,12571	2934	0,4923	4600	1270,4	955,04	1,17575	6089	0,2799
3950	1073,2	802,43	1,12955	3103	0,4715	4700	1300,9	978,73	1,18232	6701	0,2598
4000	1088,3	814,06	1,13334	3280	0,4518	4800	1331,5	1002,5	1,18876	7362	0,2415
4050	1103,4	825,72	1,13709	3464	0,4331	4900	1362,2	1026,3	1,19508	8073	0,2248
4100	1118,5	837,40	1,14079	3656	0,4154	5000	1392,9	1050,1	1,20129	8837	0,2096
4150	1133,6	849,09	1,14446	3858	0,3985	5100	1423,6	1074,0	1,20738	9658	0,1956
						5200	1454,4	1098,0	1,21336	10539	0,1828
						5300	1485,3	1122,0	1,21923	11481	0,1710

TABELA T-10E Calores Específicos de Alguns Gases Comuns (Btu/lb · °R)

Temp, °F	c_p	c_v	c_p	c_v	c_p	c_v	c_p	c_v	c_p	c_v	c_p	c_v	Temp. °F
	Ar		Nitrogênio, N_2		Oxigênio, O_2		Dióxido de Carbono, CO_2		Monóxido de Carbono, CO		Hidrogênio, H_2		
40	0,240	0,171	0,248	0,177	0,219	0,156	0,195	0,150	0,248	0,177	3,397	2,412	40
100	0,240	0,172	0,248	0,178	0,220	0,158	0,205	0,160	0,249	0,178	3,426	2,441	100
200	0,241	0,173	0,249	0,178	0,223	0,161	0,217	0,172	0,249	0,179	3,451	2,466	200
300	0,243	0,174	0,250	0,179	0,226	0,164	0,229	0,184	0,251	0,180	3,461	2,476	300
400	0,245	0,176	0,251	0,180	0,230	0,168	0,239	0,193	0,253	0,182	3,466	2,480	400
500	0,248	0,179	0,254	0,183	0,235	0,173	0,247	0,202	0,256	0,185	3,469	2,484	500
600	0,250	0,182	0,256	0,185	0,239	0,177	0,255	0,210	0,259	0,188	3,473	2,488	600
700	0,254	0,185	0,260	0,189	0,242	0,181	0,262	0,217	0,262	0,191	3,477	2,492	700
800	0,257	0,188	0,262	0,191	0,246	0,184	0,269	0,224	0,266	0,195	3,494	2,509	800
900	0,259	0,191	0,265	0,194	0,249	0,187	0,275	0,230	0,269	0,198	3,502	2,519	900
1000	0,263	0,195	0,269	0,198	0,252	0,190	0,280	0,235	0,273	0,202	3,513	2,528	1000
1500	0,276	0,208	0,283	0,212	0,263	0,201	0,298	0,253	0,287	0,216	3,618	2,633	1500
2000	0,286	0,217	0,293	0,222	0,270	0,208	0,312	0,267	0,297	0,226	3,758	2,773	2000

TABELA T-11E Propriedades de Gases Selecionados, como Gases Ideais

T(°R), $\bar{h}$ e $\bar{u}$ (Btu/lbmol), $\bar{s}^\circ$ (Btu/lbmol · °R)

	Dióxido de Carbono, CO_2			Monóxido de Carbono, CO			Vapor d'Água, H_2O			Oxigênio, O_2			Nitrogênio, N_2			
T	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	T
300	2108,2	1512,4	46,353	2081,9	1486,1	43,223	2367,6	1771,8	40,439	2073,5	1477,8	44,927	2082,0	1486,2	41,695	300
320	2256,6	1621,1	46,832	2220,9	1585,4	43,672	2526,8	1891,3	40,952	2212,6	1577,1	45,375	2221,0	1585,5	42,143	320
340	2407,3	1732,1	47,289	2359,9	1684,7	44,093	2686,0	2010,8	41,435	2351,7	1676,5	45,797	2360,0	1684,4	42,564	340
360	2560,5	1845,6	47,728	2498,8	1783,9	44,490	2845,1	2130,2	41,889	2490,8	1775,9	46,195	2498,9	1784,0	42,962	360
380	2716,4	1961,8	48,148	2637,9	1883,3	44,866	3004,4	2249,8	42,320	2630,0	1875,3	46,571	2638,0	1883,4	43,337	380
400	2874,7	2080,4	48,555	2776,9	1982,6	45,223	3163,8	2369,4	42,728	2769,1	1974,8	46,927	2777,0	1982,6	43,694	400
420	3035,7	2201,7	48,947	2916,0	2081,9	45,563	3323,2	2489,1	43,117	2908,3	2074,3	47,267	2916,1	2082,0	44,034	420
440	3199,4	2325,6	49,329	3055,0	2181,2	45,886	3482,7	2608,9	43,487	3047,5	2173,8	47,591	3055,1	2181,3	44,357	440
460	3365,7	2452,2	49,698	3194,0	2280,5	46,194	3642,3	2728,8	43,841	3186,9	2273,4	47,900	3194,1	2280,6	44,665	460
480	3534,7	2581,5	50,058	3333,0	2379,8	46,491	3802,0	2848,8	44,182	3326,5	2373,3	48,198	3333,1	2379,9	44,962	480
500	3706,2	2713,3	50,408	3472,1	2479,2	46,775	3962,0	2969,1	44,508	3466,2	2473,2	48,483	3472,2	2479,3	45,246	500
520	3880,3	2847,7	50,750	3611,2	2578,6	47,048	4122,0	3089,4	44,821	3606,1	2573,4	48,757	3611,3	2578,6	45,519	520
540	4056,8	2984,4	51,082	3750,3	2677,9	47,310	4282,4	3210,0	45,124	3746,2	2673,8	49,021	3750,3	2678,0	45,781	540
560	4235,8	3123,7	51,408	3889,5	2777,4	47,563	4442,8	3330,7	45,415	3886,6	2774,5	49,276	3889,5	2777,4	46,034	560
580	4417,2	3265,4	51,726	4028,7	2876,9	47,807	4603,7	3451,9	45,696	4027,3	2875,5	49,522	4028,7	2876,9	46,278	580
600	4600,9	3409,4	52,038	4168,0	2976,5	48,044	4764,7	3573,2	45,970	4168,3	2976,8	49,762	4167,9	2976,4	46,514	600
620	4786,6	3555,6	52,343	4307,4	3076,2	48,272	4926,1	3694,9	46,235	4309,7	3078,4	49,993	4307,1	3075,9	46,742	620
640	4974,9	3704,0	52,641	4446,9	3175,9	48,494	5087,8	3816,8	46,492	4451,4	3180,4	50,218	4446,4	3175,5	46,964	640
660	5165,2	3854,6	52,934	4586,6	3275,8	48,709	5250,0	3939,3	46,741	4593,5	3282,9	50,437	4585,8	3275,2	47,178	660
680	5357,6	4007,2	53,225	4726,2	3375,8	48,917	5412,5	4062,1	46,984	4736,2	3385,8	50,650	4725,3	3374,9	47,386	680
700	5552,0	4161,9	53,503	4866,0	3475,9	49,120	5575,4	4185,3	47,219	4879,3	3489,2	50,858	4864,9	3474,8	47,588	700
720	5748,4	4318,6	53,780	5006,1	3576,3	49,317	5738,8	4309,0	47,450	5022,9	3593,1	51,059	5004,5	3574,7	47,785	720
740	5946,8	4477,3	54,051	5146,4	3676,9	49,509	5902,6	4433,1	47,673	5167,0	3697,4	51,257	5144,3	3674,7	47,977	740
760	6147,0	4637,9	54,319	5286,8	3777,5	49,697	6066,9	4557,6	47,893	5311,4	3802,2	51,450	5284,1	3774,9	48,164	760
780	6349,1	4800,1	54,582	5427,4	3878,4	49,880	6231,7	4682,7	48,106	5456,4	3907,5	51,638	5424,2	3875,2	48,345	780
800	6552,9	4964,2	54,839	5568,2	3979,5	50,058	6396,9	4808,2	48,316	5602,0	4013,3	51,821	5564,4	3975,7	48,522	800
820	6758,3	5129,9	55,093	5709,4	4081,0	50,232	6562,6	4934,2	48,520	5748,1	4119,7	52,002	5704,7	4076,3	48,696	820
840	6965,7	5297,6	55,343	5850,7	4182,6	50,402	6728,9	5060,8	48,721	5894,8	4226,6	52,179	5845,3	4177,1	48,865	840
860	7174,7	5466,9	55,589	5992,3	4284,5	50,569	6895,6	5187,8	48,916	6041,9	4334,1	52,352	5985,9	4278,1	49,031	860
880	7385,3	5637,7	55,831	6134,2	4386,6	50,732	7062,9	5315,3	49,109	6189,6	4442,0	52,522	6126,9	4379,4	49,193	880
900	7597,6	5810,3	56,070	6276,4	4489,1	50,892	7230,9	5443,6	49,298	6337,9	4550,6	52,688	6268,1	4480,8	49,352	900
920	7811,4	5984,4	56,305	6419,0	4592,0	51,048	7399,4	5572,4	49,483	6486,7	4659,7	52,852	6409,6	4582,6	49,507	920
940	8026,8	6160,1	56,536	6561,7	4695,0	51,202	7568,4	5701,7	49,665	6636,1	4769,4	53,012	6551,2	4684,5	49,659	940
960	8243,8	6337,4	56,765	6704,9	4798,5	51,353	7738,0	5831,6	49,843	6786,0	4879,5	53,170	6693,1	4786,7	49,808	960

Tabela T-11E *(Continuação)*

T(°R), $\bar{h}$ e $\bar{u}$ (Btu/lbmol), $\bar{s}°$ (Btu/lbmol · °R)

	Dióxido de Carbono, CO_2			Monóxido de Carbono, CO			Vapor de Água, H_2O			Oxigênio, O_2			Nitrogênio, N_2			
T	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}°$	T
980	8462,2	6516,1	56,990	6848,4	4902,3	51,501	7908,2	5962,0	50,019	6936,4	4990,3	53,326	6835,4	4889,3	49,955	980
1000	8682,1	6696,2	57,212	6992,2	5006,3	51,646	8078,9	6093,0	50,191	7087,5	5101,6	53,477	6977,9	4992,0	50,099	1000
1020	8903,4	6877,8	57,432	7136,4	5110,8	51,788	8250,4	6224,8	50,360	7238,9	5213,3	53,628	7120,7	5095,1	50,241	1020
1040	9126,2	7060,9	57,647	7281,0	5215,7	51,929	8422,4	6357,1	50,528	7391,0	5325,7	53,775	7263,8	5198,5	50,380	1040
1060	9350,3	7245,3	57,861	7425,9	5320,9	52,067	8595,0	6490,0	50,693	7543,6	5438,6	53,921	7407,2	5302,2	50,516	1060
1080	9575,8	7431,1	58,072	7571,1	5426,4	52,203	8768,2	6623,5	50,854	7696,8	5552,1	54,064	7551,0	5406,2	50,651	1080
1100	9802,6	7618,1	58,281	7716,8	5532,3	52,337	8942,0	6757,5	51,013	7850,4	5665,9	54,204	7695,0	5510,5	50,783	1100
1120	10030,6	7806,4	58,485	7862,9	5638,7	52,468	9116,4	6892,2	51,171	8004,5	5780,3	54,343	7839,3	5615,2	50,912	1120
1140	10260,1	7996,2	58,689	8009,2	5745,4	52,598	9291,4	7027,5	51,325	8159,1	5895,2	54,480	7984,0	5720,1	51,040	1140
1160	10490,6	8187,0	58,889	8156,1	5851,5	52,726	9467,1	7163,5	51,478	8314,2	6010,6	54,614	8129,0	5825,4	51,167	1160
1180	10722,3	8379,0	59,088	8303,3	5960,0	52,852	9643,4	7300,1	51,630	8469,8	6126,5	54,748	8274,4	5931,0	51,291	1180
1200	10955,3	8572,3	59,283	8450,8	6067,8	52,976	9820,4	7437,4	51,777	8625,8	6242,8	54,879	8420,0	6037,0	51,413	1200
1220	11189,4	8766,6	59,477	8598,8	6176,0	53,098	9998,0	7575,2	51,925	8782,4	6359,6	55,008	8566,1	6143,4	51,534	1220
1240	11424,6	8962,1	59,668	8747,2	6284,7	53,218	10176,1	7713,6	52,070	8939,4	6476,9	55,136	8712,6	6250,1	51,653	1240
1260	11661,0	9158,8	59,858	8896,0	6393,8	53,337	10354,9	7852,7	52,212	9096,7	6594,5	55,262	8859,3	6357,2	51,771	1260
1280	11898,4	9356,5	60,044	9045,0	6503,1	53,455	10534,4	7992,5	52,354	9254,6	6712,7	55,386	9006,4	6464,5	51,887	1280
1300	12136,9	9555,3	60,229	9194,6	6613,0	53,571	10714,5	8132,9	52,494	9412,9	6831,3	55,508	9153,9	6572,3	51,001	1300
1320	12376,4	9755,0	60,412	9344,6	6723,2	53,685	10895,3	8274,0	52,631	9571,6	6950,2	55,630	9301,8	6680,4	52,114	1320
1340	12617,0	9955,9	60,593	9494,8	6833,7	53,799	11076,6	8415,5	52,768	9730,7	7069,6	55,750	9450,0	6788,9	52,225	1340
1360	12858,5	10157,7	60,772	9645,5	6944,7	53,910	11258,7	8557,9	52,903	9890,2	7189,4	55,867	9598,6	6897,8	52,335	1360
1380	13101,0	10360,5	60,949	9796,6	7056,1	54,021	11441,4	8700,9	53,037	10050,1	7309,6	55,984	9747,5	7007,0	52,444	1380
1400	13344,7	10564,5	61,124	9948,1	7167,9	54,129	11624,8	8844,6	53,168	10210,4	7430,1	56,099	9896,9	7116,7	52,551	1400
1420	13589,1	10769,2	61,298	10100,0	7280,1	54,237	11808,8	8988,9	53,299	10371,0	7551,1	56,213	10046,6	7226,7	52,658	1420
1440	13834,5	10974,8	61,469	10252,2	7392,6	54,344	11993,4	9133,8	53,428	10532,0	7672,4	56,326	10196,6	7337,0	52,763	1440
1460	14080,8	11181,4	61,639	10404,8	7505,4	54,448	12178,8	9279,4	53,556	10693,3	7793,9	56,437	10347,0	7447,6	52,867	1460
1480	14328,0	11388,9	61,800	10557,8	7618,7	54,522	12364,8	9425,7	53,682	10855,1	7916,0	56,547	10497,8	7558,7	52,969	1480
1500	14576,0	11597,2	61,974	10711,1	7732,3	54,665	12551,4	9572,7	53,808	11017,1	8038,3	56,656	10648,0	7670,1	53,071	1500
1520	14824,9	11806,4	62,138	10864,9	7846,4	54,757	12738,8	9720,3	53,932	11179,6	8161,1	56,763	10800,4	7781,9	53,171	1520
1540	15074,7	12016,5	62,302	11019,0	7960,8	54,858	12926,8	9868,6	54,055	11342,4	8284,2	56,869	10952,2	7893,9	53,271	1540
1560	15325,3	12227,3	62,464	11173,4	8075,4	54,958	13115,6	10017,6	54,117	11505,4	8407,4	56,975	11104,3	8006,4	53,369	1560
1580	15576,7	12439,0	62,624	11328,2	8190,5	55,056	13305,0	10167,3	54,298	11668,8	8531,1	57,079	11256,9	8119,2	53,465	1580
1600	15829,0	12651,6	62,783	11483,4	8306,0	55,154	13494,4	10317,6	54,418	11832,5	8655,1	57,182	11409,7	8232,3	53,561	1600
1620	16081,9	12864,8	62,939	11638,9	8421,8	55,251	13685,7	10468,6	54,535	11996,6	8779,5	57,284	11562,8	8345,7	53,656	1620
1640	16335,7	13078,9	63,095	11794,7	8537,9	55,347	13877,0	10620,2	54,653	12160,9	8904,1	57,385	11716,4	8459,6	53,751	1640
1660	16590,2	13293,7	63,250	11950,9	8654,4	55,411	14069,2	10772,7	54,770	12325,5	9029,0	57,484	11870,2	8573,6	53,844	1660

TABELA T-11E *(Continuação)*

T(°R), $\bar{h}$ e $\bar{u}$ (Btu/lbmol), $\bar{s}^\circ$ (Btu/lbmol · °R)

T	Dióxido de Carbono, CO_2			Monóxido de Carbono, CO			Vapor d'Água, H_2O			Oxigênio, O_2			Nitrogênio, N_2			T
	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{h}$	$\bar{u}$	$\bar{s}^\circ$	
1680	16845,5	13509,2	63,403	12107,5	8771,2	55,535	14261,9	10925,6	54,886	12490,4	9154,1	57,582	12024,3	8688,1	53,936	1680
1700	17101,4	13725,4	63,555	12264,3	8888,3	55,628	14455,4	11079,4	54,999	12655,6	9279,6	57,680	12178,9	8802,9	54,028	1700
1720	17358,1	13942,4	63,704	12421,4	9005,7	55,720	14649,5	11233,8	55,113	12821,1	9405,4	57,777	12333,7	8918,0	54,118	1720
1740	17615,5	14160,1	63,853	12579,0	9123,6	55,811	14844,3	11388,9	55,226	12986,9	9531,5	57,873	12488,8	9033,4	54,208	1740
1760	17873,5	14378,4	64,001	12736,7	9241,6	55,900	15039,8	11544,7	55,339	13153,0	9657,9	57,968	12644,3	9149,2	54,297	1760
1780	18132,2	14597,4	64,147	12894,9	9360,0	55,990	15236,1	11701,2	55,449	13319,2	9784,4	58,062	12800,2	9265,3	54,385	1780
1800	18391,5	14816,9	64,292	13053,2	9478,6	56,078	15433,0	11858,4	55,559	13485,8	9911,2	58,155	12956,3	9381,7	54,472	1800
1820	18651,5	15037,2	64,435	13212,0	9597,7	56,166	15630,6	12016,3	55,668	13652,5	10038,2	58,247	13112,7	9498,4	54,559	1820
1840	18912,2	15258,2	64,578	13371,0	9717,0	56,253	15828,7	12174,7	55,777	13819,6	10165,6	58,339	13269,5	9615,5	54,645	1840
1860	19173,4	15479,7	64,719	13530,2	9836,5	56,339	16027,6	12333,9	55,884	13986,8	10293,1	58,428	13426,5	9732,8	54,729	1860

$T >$ 1860 °R (CD-ROM)

Índice

A

B

C

D

E

F

Lista de Símbolos

> As designações entre parênteses
> *T* termodinâmica
> *MF* mecânica dos fluidos
> *TC* transferência de calor
> indicam as partes do livro nas quais os símbolos têm significado especial. Os demais símbolos, sem essa designação, são utilizados de forma consistente.

Bi	número de Biot
c	calor específico de uma substância incompressível, centróide (*MF*)
c_p	calor específico a pressão constante, $\partial h/\partial T)_p$
c_v	calor específico a volume constante, $\partial u/\partial T)_v$
C_D	coeficiente de arrasto
C_L	coeficiente de sustentação
C_t	capacidade térmica
$\mathcal{D}$	força de arrasto
D_h	diâmetro hidráulico
$e; E$	energia por unidade de massa (*T*); energia (*T*), potencial elétrico (*TC*), poder emissivo (*TC*)
Eu	número de Euler
$\dot{E}_g$	taxa de geração de energia
$\dot{E}_{entrada,saída}$	taxa de transferência de energia para dentro/fora do volume de controle
$\dot{E}_{ac}$	taxa de crescimento da energia armazenada no interior de um volume de controle
F, F	vetor força, força
Fo	número de Fourier
Fr	número de Froude
f	fator de atrito
G	irradiação
Gr	número de Grashof
h	entalpia por unidade de massa (*T*), coeficiente de transferência de calor por convecção (*TC*)
H	entalpia (*T*), altura de carga (*MF*), altura (*MF, TC*)
h_L	perda de carga
i	corrente elétrica
J	radiosidade
k	razão entre os calores específicos: c_p/c_v (*T*), condutividade térmica (*TC*), constante de Boltzmann (*TC*)
K_L	coeficiente de perda
$\mathcal{L}$	sustentação
m	massa
$\dot{m}$	vazão mássica
M	peso molecular, número de Mach (*MF*), momento (*MF*)
M	dimensão de massa
n	número de mols, expoente da politrópica
Nu	número de Nusselt
p	pressão
$ep; EP$	energia potencial por unidade de massa; energia potencial
Pr	número de Prandtl
q	taxa de transferência de calor (*TC*)
$\dot{q}$	taxa de geração de energia por unidade de volume (*TC*)
q'	taxa de transferência de calor por unidade de comprimento (*TC*)
q''	fluxo térmico (*TC*)
Q	quantidade de energia transferida sob forma de calor
$\dot{Q}$	taxa de transferência de calor (*T*)
Q	vazão volumétrica
r	vetor radial
R	constante dos gases: $\overline{R}/M$, raio (*MF, TC*)
Ra	número de Rayleigh
Re	número de Reynolds
$\overline{R}$	constante universal dos gases
R_e	resistência elétrica
R_f	fator de incrustação
R_t	resistência térmica
$R_{t,c}$	resistência térmica de contato
s, S	entropia por unidade de massa (*T*), distância ao longo de uma linha de corrente (*MF*); entropia (*T*)
s^o	função entropia conforme utilizada nas tabelas de gás ideal
D	densidade relativa
St	número de Strouhal
t	tempo
T	temperatura
$u; U$	energia interna por unidade de massa (*T*); energia interna (*T*), velocidade a montante (*MF*), coeficiente global de transferência de calor (*TC*)
u, v, w	componentes da velocidade do fluido
$v; V$	volume específico, volume
V, **V**	velocidade
W	trabalho, largura da abertura de um bocal (*TC*)
$\mathcal{W}$	peso
$\dot{W}$	taxa de trabalho, ou potência
x	título
x_c	posição crítica da transição para escoamento turbulento
$x_{fd,h}$	comprimento de entrada hidrodinâmica
$x_{fd,t}$	comprimento de entrada térmica
y	relação de vazão, fração molar
y_R	distância da superfície livre ao centro de pressão
z	elevação
Z	fator de compressibilidade

Letras Gregas

α	difusividade térmica (*TC*), absortividade (*TC*), ângulo de ataque (*MF*)
β	coeficiente de desempenho para um refrigerador (*T*), razão de diâmetros (*MF*), coeficiente de expansão volumétrica (*TC*)
γ	coeficiente de desempenho para uma bomba de calor (*T*), peso específico (*MF*)
δ	espessura da camada limite hidrodinâmica

Constantes Físicas

Constante Universal dos Gases:

$$
\begin{aligned}
\overline{R} &= 8{,}314 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K} \\
&= 8314 \text{ N} \cdot \text{m/kmol} \cdot \text{K} \\
&= 1545 \text{ ft} \cdot \text{lbf/lbmol} \cdot {}^\circ\text{R} \\
&= 1{,}986 \text{ Btu/lbmol} \cdot {}^\circ\text{R}
\end{aligned}
$$

Constante de Stefan-Boltzmann:

$$
\begin{aligned}
\sigma &= 5{,}670 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4 \\
&= 0{,}1714 \times 10^{-8} \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot {}^\circ\text{R}^4
\end{aligned}
$$

Constantes de Radiação do Corpo Negro:

$$
\begin{aligned}
C_1 &= 3{,}7420 \times 10^8 \text{ W} \cdot \mu\text{m}^4/\text{m}^2 \\
&= 1{,}187 \times 10^8 \text{ Btu} \cdot \mu\text{m}^4/\text{h} \cdot \text{ft}^2 \\
C_2 &= 1{,}4388 \times 10^4\ \mu\text{m} \cdot \text{K} \\
&= 2{,}5897 \times 10^4\ \mu\text{m} \cdot {}^\circ\text{R} \\
C_3 &= 2897{,}8\ \mu\text{m} \cdot \text{K} \\
&= 5215{,}6\ \mu\text{m} \cdot {}^\circ\text{R}
\end{aligned}
$$

Aceleração da Gravidade (Nível do Mar):

$$g = 9{,}807 \text{ m/s}^2 = 32{,}174 \text{ ft/s}^2$$

Pressão Atmosférica Padrão:

$$p = 1{,}01325 \text{ bar} = 101.325 \text{ N/m}^2 = 14{,}696 \text{ lbf/in}^2$$

Constantes Físicas

Constante Universal dos Gases:

$\bar{R}$ = 8,314 kJ/kmol · K
= 8314 N · m/kmol · K
= 1545 ft · lbf/lbmol · °R
= 1,986 Btu/lbmol · °R

Constante de Stefan-Boltzmann:

σ = 5,670 × 10^{-8} W/m² · K⁴
= 0,1714 × 10^{-8} Btu/h · ft² · °R⁴

Constantes de Radiação do Corpo Negro:

C_1 = 3,7420 × 10^8 W · μm⁴/m²
= 1,187 × 10^8 Btu · μm⁴/h · ft²

C_2 = 1,4388 × 10^4 μm · K
= 2,5897 × 10^4 μm · °R

C_3 = 2897,8 μm · K
= 5215,6 μm · °R

Aceleração da Gravidade (Nível do Mar):

g = 9,807 m/s² = 32,174 ft/s²

Pressão Atmosférica Padrão:

p = 1,01325 bar = 101.325 N/m² = 14,696 lbf/in²